

# ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL



## DISEÑO, CÁLCULO Y MODELADO DE UN ELEVADOR TRANSPORTABLE

**Autor:**

Cristian Vallejo González.

**Director:**

Paula Canalís Martínez.

## Índice:

1.1.	Memoria.....	4
1.1.2.	Tema objeto del proyecto.....	4
1.1.3.	Peticionario del proyecto.....	5
1.1.4.	Bibliografía.....	5
1.2.	Descripción de la maquina.....	5
1.2.1.	Definición y tipos de elevador.....	5
1.2.2.	Características técnicas.....	15
1.2.3.	Componentes del elevador.....	16
1.3.	Cálculos analíticos.....	18
1.3.1.	Hipótesis de trabajo.....	18
1.3.2.	Estimación de la posición más desfavorable.....	19
1.3.2.1.	Posición inferior.....	19
1.3.2.2.	Posición superior.....	22
1.3.2.3.	Conclusión estudios de posición.....	23
1.3.3.	Diagramas de esfuerzos y dimensionado.....	23
1.3.3.1.	PIEZA 1.....	26
1.3.3.2.	PIEZA 4.....	30
1.3.3.3.	PIEZA 3.....	34
1.3.3.4.	PIEZA 5.....	39
1.3.3.5.	PIEZA 6.....	46
1.3.3.6.	PIEZA 7.....	49
1.3.4.	Pieza principal.....	51
1.3.5.	Pasadores y orejetas.....	52
1.3.5.1.	Unión pieza 1-2.....	52
1.3.5.2.	Unión pieza 3-4.....	53
1.3.5.3.	Unión pieza 2-7.....	55
1.3.5.4.	Unión pieza 5-6.....	57
1.3.5.5.	Unión pieza 5-4.....	57
1.3.6.	Incorporación del sistema de bloqueo.....	58
1.3.6.1.	Estudio de fuerzas en la posición inferior.....	59
1.3.6.2.	Dimensionado.....	62

1.4.	Ensamblaje. ....	70
1.5.	Simulación y análisis de movimiento. ....	75
1.6.	Estudios. ....	79
1.6.1.	Estudios estáticos. ....	80
1.6.1.1.	Suposiciones del análisis estático lineal. ....	82
1.6.1.2.	Material ....	83
1.6.1.3.	Conexiones. ....	84
1.6.1.4.	Sujeciones. ....	92
1.6.1.5.	Cargas externas. ....	94
1.6.1.6.	Malla. ....	96
1.6.1.7.	Ejecutar resultados. ....	98
1.6.2.	Análisis y conclusiones de resultados estáticos. ....	103
1.6.2.1.	Sin sistema de bloqueo. ....	103
1.6.2.2.	Con sistema de bloqueo. ....	115
1.6.2.3.	Comprobación de pasadores. ....	120
1.6.3.	Estudio a pandeo. ....	123
1.6.4.	Análisis y conclusiones del estudio a pandeo. ....	129
1.7.	Mejoras. ....	134
1.8.	Conclusión. ....	143

## 1. Memoria.

### 1.1. Memoria.

#### 1.1.2. Tema objeto del proyecto.

El objetivo de este proyecto es de carácter didáctico, consiste en explicar cómo se realiza el diseño, cálculo y modelado de los elementos que forman parte de un elevador de coches concebido para trabajos de carrocerías, rotación de neumáticos, frenos, etc.

En primer lugar se llevará a cabo un estudio previo de los órganos de trabajo, este diseño previo consistirá en enumerar las partes que componen el ensamblaje y analizar las uniones entre los diferentes subconjuntos.

Haremos un cálculo analítico en la posición inferior y superior con objeto de obtener cuál es la posición más desfavorable en la elevación y en esta posición predimensionaremos analíticamente todos los elementos.

Después de este análisis se llevará a cabo el modelado en 3D y el ensamblaje de todas las piezas definidas, utilizando un software de diseño asistido por ordenador llamado SolidWorks.

Este programa nos permite hacer también, una simulación de movimiento, en un rango de tiempo determinado, mediante la opción resultados y trazados, podemos comprobar la fuerza ejercida en todo momento por el cilindro y confirmamos que la fuerza obtenida en los cálculos analíticos corresponde con los resultados obtenidos por el programa.

Una vez realizado el dimensionado analítico de las piezas y el estudio estático mediante ordenador, comprobamos que los resultados de la simulación se asemejan a los obtenidos en el papel, en el dimensionado se realizan cálculos a pandeo por lo que también se realizaran simulaciones a pandeo de las piezas susceptibles de tener ese fenómeno.

## 1.1.3. Peticionario del proyecto.

Este proyecto tiene como título “Proyecto didáctico: Diseño, calculo y modelado de un elevador transportable”, por encargo del departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Zaragoza.

## 1.1.4. Bibliografía

“Gran libro de SolidWorks” *Sergio Gómez*

Páginas web consultadas:

<http://www.mastertrade.com.ar/esp/elevadores.htm>

<http://www.articulosgratis.com/otros-vehiculos/elevador-de-coche.html>

## 1.2. Descripción de la maquina.

### 1.2.1. Definición y tipos de elevador

#### **Definición.**

Entendemos como elevador de coches, toda aquella maquinaria encargada de facilitar la acción capaz de levantar o elevar todo tipo de vehículos para su posterior acceso a las zonas inferiores.

#### **Usos básicos aplicados a los vehículos.**

Cada tipo de elevador de vehículo, cumple con un requisito diferente según la manipulación que se quiera emplear en el coche.

Ningún tipo de elevador es mejor que otro, si no, se tiene claro la actividad principal que vamos a necesitar.

## CLASIFICACIONES:

### SEGÚN ACTIVIDAD PRINCIPAL:

- Grupo A:

**Elevadores para talleres de mecánica general** (todas las piezas y partes de un vehículo).

- Grupo B :

**Elevadores talleres de para servicios de mantenimiento y inspección rápida.**

- Grupo C :

- **Elevadores para talleres de alinear** direcciones y trabajos en estas.

### SEGÚN SU GEOMETRÍA:

#### **Simétrico.**

Básicamente la peculiaridad, es que el elevador simétrico tiene los 4 brazos por igual, con las mismas medidas en posición recogida y extendida. Mismas capacidades y grosores.

Esto nos beneficia en que es indiferente que el vehículo se sitúe sobre el elevador hacia a delante o marcha atrás. Siempre va a trabajar igual con todos los vehículos, son de uso general en la mayoría de talleres, que tienen unos espacios reducidos, nos permite trabajar sin tener que maniobrar con el coche y se reduce tiempos al no tener que mover terceros vehículos dentro del taller.

El aspecto negativo de los elevadores simétricos, es que a la hora de coger vehículos con zonas de chasis únicas para este menester (vehículos con solo 4 puntos de sujeción) o vehículos con una estructura diferente a la media en cuanto a reparto de pesos, se hace una tarea algo más complicada.

#### **Asimétrico.**

Estos se distinguen porque los brazos delanteros son más cortos y de mayor grosor de fabricación, y no es indiferente meter el coche hacia adelante o marcha atrás por el reparto de pesos.

## SEGÚN ENERGÍA UTILIZADA:

### Eléctrico.

Los elevadores eléctricos o también llamados de tornillo sin fin se han comercializado y distribuido por todos los centros de reparación de coches durante décadas por toda Europa. Los fabricantes europeos pensaron que era la idea más acertada para fabricar sus elevadores.

Los elevadores eléctricos o elevador de tornillo, se componen de una estructura fija, dividida en dos funciones la primera cumple de guía para que en todo momento los movimientos seas correctos, y la segunda encargada en ejercer el movimiento de ascenso o descenso por medio de un motor eléctrico de gran potencia y consumo que acciona en forma de giro un tornillo sin fin.

### VENTAJAS:

La parte positiva de esto, es la seguridad, normalmente, es muy difícil que en cualquier parte del recorrido, las partes móviles puedan fallar provocando una caída del vehículo gracias a que esta guiado y a la vez situado sobre su tornillo sin fin en cualquier punto de todo el recorrido.

Las posibilidades de que un día falle y parta un tornillo sin fin son muy bajas, siendo mayores otras como una rotura en las partes que soportan el peso del vehículo.

### DESVENTAJAS:

- **Grandes consumos de corriente:** Todo el movimiento de ascenso y descenso, se produce por medio de movimientos fraccionados por tornillos, piñones y cadenas. Esto hace que requiera de grandes picos de corriente tanto en ascenso como en descenso. Este es uno de los motivos de porque estos elevadores se comercializaban con motores trifásicos 380v / 400v y aun así no consiguen desarrollar grandes esfuerzos. Cuando estos se intentaban transformar a motores monofásicos 220v, no funcionaban en todo sus cometidos, principalmente si el vehículo era algo pesado, y se detenía el ascenso en cualquier parte de la carrera, luego no tenía fuerza para reanudar un nuevo ascenso, obligando a descender el vehículo hasta el suelo y comenzando una nueva ascensión.
- **Capacidad de Carga Máxima reducida:** Normalmente estos elevadores se comercializaban con el fin de usos con vehículos no superiores a 1.500Kg los básicos o 2.500Kg las más especiales.
- **Vida limitada en cuanto a revisiones:** Todos los elevadores eléctricos de tornillo sin fin, están sometidos a un continuo esfuerzo y desgaste en su distribución, esta se compone de sus tornillos sin fin junto a piñones y cadenas. Estos sufren un desgaste prematuro, pese a que se revise o mantenga, el mantenimiento es costoso pues estas obligado a ir al fabricante, solicitando su kit de reparación, y este a veces alcanzaba precios muy parecidos al del elevador nuevo.

- En el caso de los elevadores de columnas que funcionan con sistema eléctrico se presenta otro inconveniente como es el de que las **Alturas en su posición mínimas no sean válidas para todos los coches**: Esto ocurre porque la mayoría de estos elevadores, se comercializan montado los piñones y cadenas en la parte inferior de este, para que estos puedan trabajar, tenían que ser montados sobre una estructura metálica en forma de "H" o también llamada "H", la cual levantaba todo el elevador un mínimo de 5cm y normalmente de 8cm a 10cm. Esto hacía imposible poder coger vehículos muy bajos, normalmente deportivos o vehículos modificados de calle.

### Hidráulicos.

Por medio de la presión hidráulica que ejerce una bomba hidráulica, el líquido se desplaza por todo el circuito llegando a su punto final que es, según el elevador, una botella o dos botellas hidráulicas, estas desarrollan grandes capacidades de carga en cuanto a pesos con esfuerzos mínimos.

No suelen presentaban problemas, incluso sin mantenimientos o revisiones, porque carecen de distribución.

### VENTAJAS:

- **Consumos de corriente muy bajos.** Producciones en 110v y 220v incluso para particulares. Picos de corriente apenas nulos.
- **Grandes Capacidades de Peso:** Los elevadores hidráulicos se pueden fabricar con sistemas hidráulicos preparados para trabajar con pesos muy altos, en cuanto a la fuerza que puede ofrecer el sistema hidráulico casi no hay limitación, pudiéndose elegir el actuador y sistema conveniente para cada caso, la limitación vendrá marcada por la estructura del elevador, que es la que determinaba para cuantos kg está construido.
- **Clientes contentos. No averías o incidencias:** Al no estar equipados de sistemas de distribución basados en tornillos sin fin, piñones y cadenas, estos no tienen elementos con desgaste físico, por lo tanto la probabilidad de que un elemento del circuito hidráulico falle por desgaste es muy baja, a no ser que fuese por causas de factor humano como cortes inesperados en los maguitos de presión. Normalmente, el funcionamiento de un elevador hidráulico se compone de su motor (parte eléctrica, bomba y depósito) junto con su circuito de líquido hidráulico, manguitos y elementos hidráulicos que arrastraban las partes móviles por medio de una cadena no sometida a esfuerzo o desgaste, porque estas no friccionan con absolutamente ningún piñón, únicamente el contacto pistón cilindro y el vástago como elemento tensor para ascender o descender el vehículo. En el caso de los elevadores de columnas con sistemas hidráulicos las medidas de altura mínimas pueden ser inferiores a los 6cm, ya que no hay que montar cadenas de transmisión, por lo tanto deja coger todo tipo de vehículos turismo, deportivos, 4 × 4, industriales ligeros, camiones e incluso tractores de camión totalmente pesadas.



- **Seguridades por bloqueos físicos:** Todos los elevadores hidráulicos se componen de una serie de bloqueos, los cuales se accionan de forma física, bien sea manual o automática, el cual hace que en la posición con el bloqueo activado, sea imposible que el vehículo cargado, descienda una sola decima ya sea en 1 día como en 30 años porque la última posición en la que se encuentra el vehículo en ese momento está bloqueada por un sistema de bloqueos basados en cremalleras, los cuales se activan con el mismo peso del vehículo. Esto hace que el propio peso del vehículo, sea el que no deje que este bloqueo se pueda desbloquear a no ser que se reanude el proceso de ascenso unos cm mediante accionando de la bomba hidráulica. En el momento que se encuentre un su postura bloqueada, es indiferente que pierda presión hidráulica, que se corte un manguito perdiendo todo el aceite hidráulico del circuito o que se rompa el motor, porque el vehículo nunca descenderá.
- **Descensos por descarga de presión:** En todos los elevadores hidráulicos, el descenso, es por medio de descarga de presión hidráulica, lo cual facilita una descarga controlada en todo momento, y evita el gasto eléctrico porque no requiere de motor.

SEGÚN EL DISEÑO DE LA ESTRUCTURA:

### **Elevador de coche de columnas.**

Los hay de varios tipos de 2, 4 o 1 columna:

Si utilizamos energía eléctrica como ya se ha comentado anteriormente se componen de una estructura fija que cumple de guía para que en todo momento los movimientos sean correctos, y el resto de partes son las encargadas de ejercer el movimiento de ascenso o descenso por medio de un motor eléctrico de gran potencia y consumo que acciona en forma de giro un tornillo sin fin, normalmente instalado en una única columna, y que está a la vez y por medio de una distribución compuesta por piñones en su parte inferior y una cadena, consigue que se repita el movimiento sincronizado al resto de columnas.

Si la energía utilizada es la hidráulica este tipo de levadores están preparados para trabajar con pesos "mínimos" superiores a los 3.000Kg sin que esto reporte ningún esfuerzo al sistema hidráulico ya que se suelen emplear hidráulicos y bombas capaces de ejercer desde 20 hasta 60 toneladas. Es por esto que ascender un vehículo europeo de 800KG a un camión de 4.500Kg, hace que el elevador se comporte exactamente igual sin que sea carga alguna para el sistema hidráulico. En este caso, la diferencia, la marcaba la estructura, que es la que determinaba para cuantos kg estaba construido.

## Elevador de 2 columnas:



Elevadores de coches (2 Columnas) o también llamado Puente elevador dos columnas

Estos son el principal elevador de coches que podemos encontrar en todos los talleres mecánicos expandidos por todo el mundo, por el máximo rendimiento y accesibilidad que ofrece a la hora de reparar o prestar un servicio completo.

Estos elevadores de coche son comercializados con el fin de que el cliente mecánico o taller, desarrolle una labor de reparación sin limitaciones en cuanto a espacios de trabajo. Normalmente, un elevador de dos columnas o puente elevador es casi indispensable hoy en día a la hora de trabajar sobre las partes inferiores de un coche, porque es el único elevador que va a dejar manipular cualquier pieza por diferente que sea su situación.

Los elevadores de dos columnas, están compuestos de una estructura dividida en dos grupos:

Parte fija, esta se comprende de dos columnas, cada una de ellas cumple la función de guía en toda su carrera ascendente o descendente, y que normalmente se aprovechan en instalar una serie de extras como sus bloqueos de seguridad.

Parte móvil, esta es la parte clave del elevador, es la que transporta los brazos o patas durante todo los recorridos. Esta se divide en dos grupos:

- Grupo Estático, es el que transporta todos los elementos mientras está en movimiento, normalmente son brazos, tornillería, forros de goma protectores entre otros.

- Grupo Dinámico, estos son los que ordinariamente se llaman brazos o patas, las cuales se ajustan cada una en un Angulo de 180º de giro y en extensión. Cada elevador de dos columnas tiene cuatro brazos en total, cada columna está compuesta de dos brazos, con el fin de situar cada uno en parte delantera y trasera de su lado correspondiente.

### Elevadores de cuatro columnas



La única diferencia con el anterior tipo de elevador es básicamente que cuenta con 4 columnas en vez de dos, lo que permite una mayor estabilidad y mayor facilidad a la hora de colocar el vehículo para su elevación, por otro lado la base de este elevador, reduce la accesibilidad a la hora de reparar.

### Elevador de poste simple.

El funcionamiento básico es como el del resto de elevadores de columnas, destacan características como las que se describen a continuación:

1. Este tipo de elevador portátil de automóviles puede ajustarse a varios automóviles.
2. Operatividad fácil y cómoda.
3. Es la mejor opción para muchos centros de mantenimiento automotriz.



## Elevadores de tijera

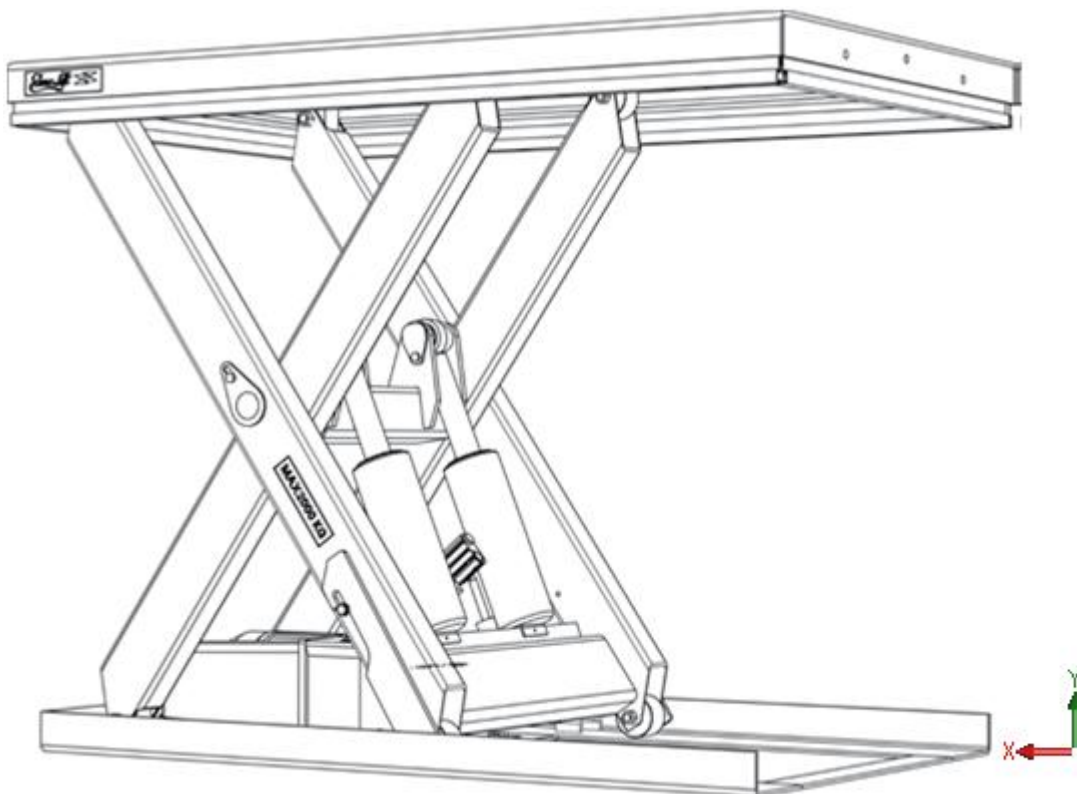
Las plataformas tijera pueden utilizar la energía hidráulica, mecánica o neumática, originalmente el mecanismo tipo tijera fue diseñado como un elevador industrial que ha sido modificado para adaptarse a entornos de venta al por menor y al por mayor, como por ejemplo la adaptación a elevadores de coches para la venta a talleres de reparación.

Entre sus principales ventajas esta que el peso de la carga levantada se distribuye de manera uniforme, debido al movimiento de tijera vertical debajo de una plataforma plana.

Permite acceder a la totalidad del vehículo sin presentar inconvenientes de espacio y una vez se ha utilizado es muy fácil de recoger en el taller puesto que ocupa muy poco espacio.

El elevador tijera trae consigo enormes ventajas en ejecución de trabajos de altura, se destaca fuertemente la seguridad de esta maquinaria así también su rapidez y fácil operación, suelen llevar instalados bloqueos por seguridad ya sean elevadores hidráulicos o mecánicos.

A continuación se muestra el funcionamiento básico de este tipo de elevadores, centrándonos en la imagen proporcionada abajo que corresponde a un elevador con sistema hidráulico.



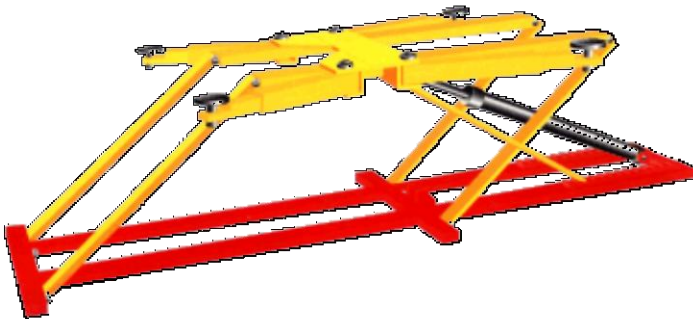
Los elevadores de tijera constan de una plataforma en la parte superior donde se sitúa la carga, los brazos que la sostienen se entrecruzan, teniendo una articulación común cada dos brazos, de la posición de estos brazos viene su nombre ya que recuerdan al mecanismo de una tijera.

La plataforma y la base constan de guías a lo largo del eje 'X' para el desplazamiento de los brazos, si observamos la base puede verse como dos de los brazos con igual inclinación van guiados mediante ruedas y los otros dos van unidos mediante pasadores impidiéndose el movimiento a lo largo del eje 'X', los brazos que en la base son guiados, están anclados mediante articulación a la plataforma superior y los que en la base van articulados en la plataforma irán guiados pudiéndose desplazar en el eje 'X', para que así se pueda producir la variación del ángulo que forman brazos con distintas inclinaciones y la plataforma superior ascienda o descienda

En la imagen superior podemos observar 4 brazos aunque hay modelos tipo tijera con variaciones incluyendo más brazos o articulaciones.

El movimiento se produce mediante un sistema hidráulico, el actuador hace fuerzas en los brazos con distinta inclinación para provocar su apertura o cierre y permitir la ascensión o en caso contrario el descenso.

### **Elevador transportable Ponny 2000.**



De entre todos los tipos de elevador que se ofrecen en el mercado se ha encontrado el elevador transportable Ponny 2000, el producto pertenece a la empresa Mastertrade.

La mayoría de las empresas dedicadas a la construcción de elevadores no cuentan en su gama de productos con un elevador con estas características, no es el diseño de elevador que estamos acostumbrados a ver en talleres aunque ofrece buenas características.

A continuación se muestran las características técnicas con las que se vende en el mercado:

- Está concebido para trabajos de carrocerías, rotación de neumáticos, frenos, etc.

- Por su sistema de bloqueo puede trabajar a distintas alturas con seguridad, la seguridad mecánica de bloqueo está dada por una doble hilera de cremallera que trabaja en forma automática al elevar el vehículo.
- Fácilmente trasladable, no requiere fijación.
- Su sistema hidro-neumático de elevación no necesita instalación eléctrica.
- Se puede acceder pasando con el vehículo sobre el elevador o trasladar el mismo donde se encuentra el vehículo.
- Los brazos simétricos telescópicos regulables lo hacen apto para cualquier tipo de vehículo.
- Como puntos de apoyo con el coche cuenta con zapatas ajustables y revestidos con goma antideslizante.
- Capacidad de carga 2.000 Kg.
- Tiempo de subida: 20 segundos.



A la hora de elegir el diseño del elevador que vamos a estudiar nos decantamos por el obtenido a través de la página en internet de Mastertrade.

Si atendemos a las clasificaciones descritas anteriormente, en cuanto a su actividad principal entraría dentro del grupo B, elevadores de talleres para servicios de mantenimiento e inspección rápida, en cuanto a su geometría, es simétrico y en cuanto a la energía utilizada por el actuador, es hidroneumático.

Como ya se ha comentado antes en cuanto a la estructura no encaja con los elevadores más comunes como son, los de columnas o el tipo tijera, es por su exclusividad y por su sencillez, por lo que nos hemos decantado por este diseño, que viene a recordar el movimiento de balancín, además de ser fácilmente transportable, de uso rápido y ofrecer las ventajas propias de las clasificaciones en las que ha sido encasillado:

Es simétrico: Los 4 brazos son iguales, con las mismas medidas en posición recogida y extendida, esto además de facilitar el cálculo nos beneficia en que es indiferente que el vehículo se sitúe sobre el elevador hacia a delante o marcha atrás, reduciendo tiempos de maniobra dentro del taller.

Es hidroneumático: Al no ser eléctrico huimos de las desventajas que tienen los eléctricos tales como el gran consumo de corriente, vida limitada en cuanto a revisiones, alturas mínimas no válidas o la limitación de cargas máximas.

Aunque el mecanismo de elevación sea hidroneumático aún las ventajas de los hidráulicos tales como consumos de corriente muy bajos en el caso de necesitar corriente, no suelen presentaban problemas, incluso sin mantenimientos o revisiones, porque carecen de distribución y la ventaja de

realizar el descenso por descarga de presión, lo cual facilita una bajada del vehículo controlada en todo momento y evita el gasto eléctrico.

### 1.2.2. Características técnicas.

#### **Principios de diseño.**

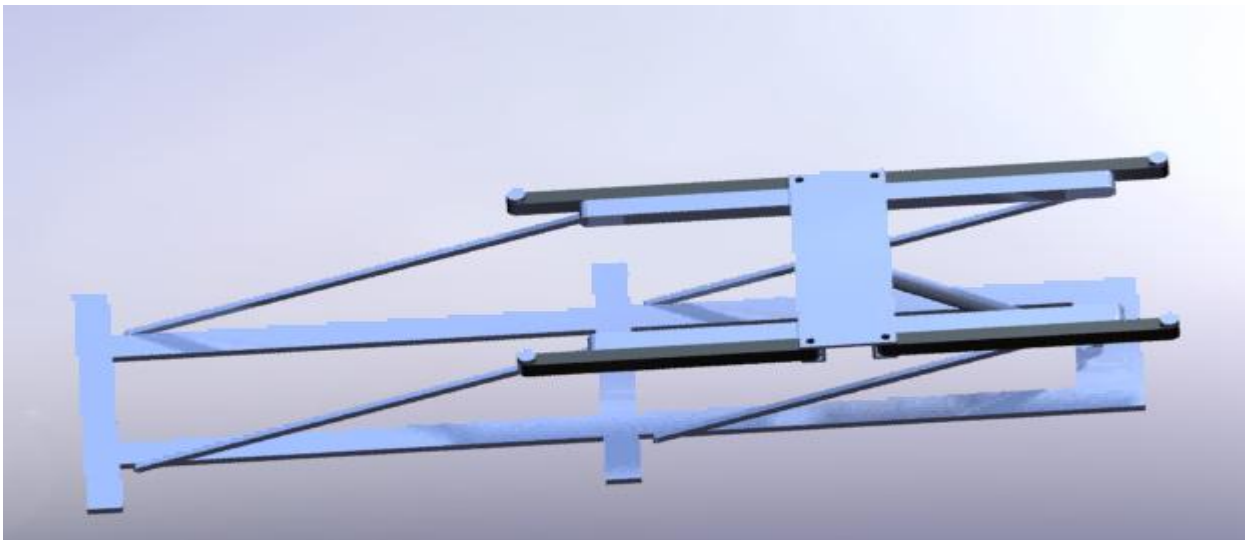
A la hora de empezar el diseño del elevador, he partido de las imágenes encontradas en la página web a la que se hace referencia en la bibliografía, en la que se muestra cual sería el funcionamiento básico de este tipo de elevador:

Se toma como referencia las medidas de anchura y largura de la base del elevador, proporcionadas en la página de venta.

Suponemos un reparto de pesos del coche proporcional, a cada apoyo le cae la misma fuerza.

La finalidad del proyecto es enseñar a diseñar y dimensionar un elevador, por ser de carácter didáctico dejamos de considerar algunas prestaciones del modelo original, con objeto de simplificar el proceso, tales como considerar los brazos del elevador telescópicos o considerar las ruedas en la base, como método de transporte.

Los brazos del elevador tienen permitido el giro para poder ajustarse a variedad de vehículos, en el cálculo de nuestro elevador suponemos estos brazos, con amplitud cero tal como se puede ver en la imagen inferior.

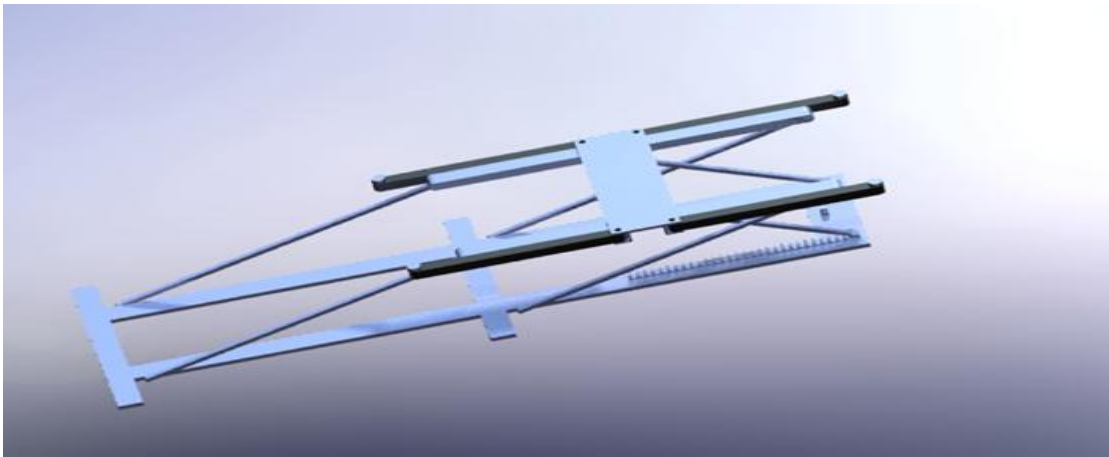




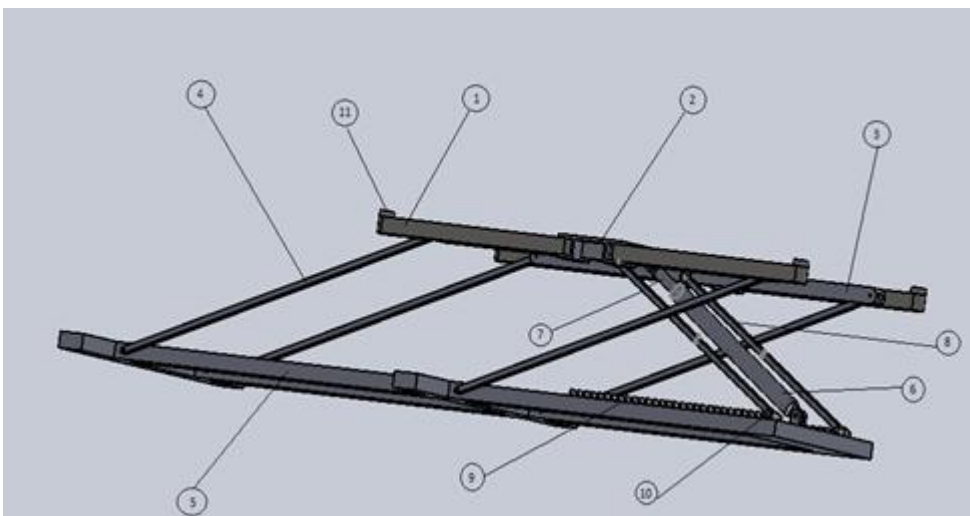
Las zapatas ajustables no son diseñadas en el proyecto, por ser de goma antideslizante, para las simulaciones se modelan unos apoyos como los que se pueden ver en la imagen, para poder aplicar las cargas a la máquina, pero no son objeto de estudio.

El estudio del sistema hidroneumático tampoco se realiza, centrándonos en el cálculo de la estructura a través de las teorías de resistencia de materiales.

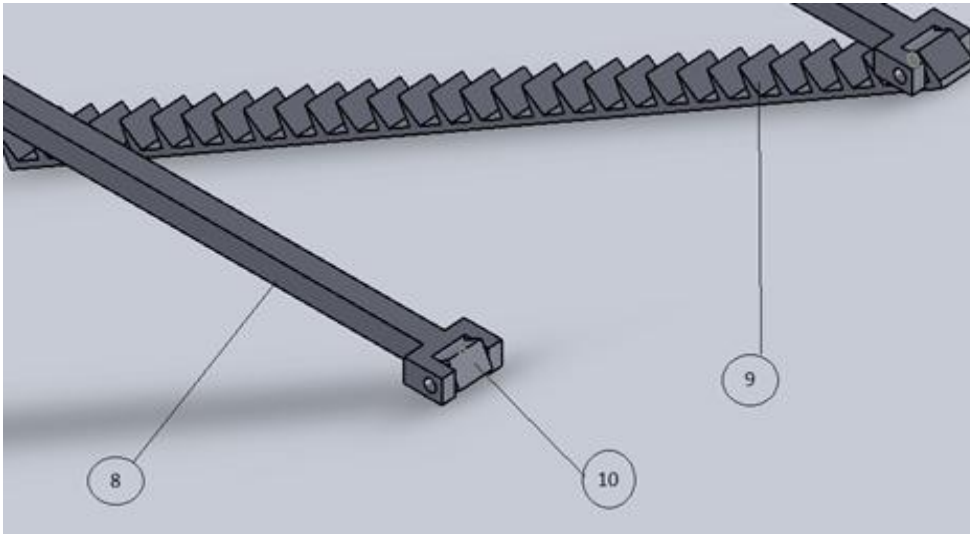
En el caso de que se produzca un fallo en el sistema hidroneumático y el elevador tienda a descender es el sistema de bloqueo quien frena el descenso, se realizan dos simulaciones mediante ordenador una sin sistema de bloqueo con el actuador como único elemento de sujeción del coche y otra sin cilindro (En caso de fallo no actúa), solo con las barras de bloqueo.



### 1.2.3. Componentes del elevador.







### Elementos de la máquina:

- **Pieza 1:** Sobre ellas descansa el vehículo, se conectan mediante uniones tipo pasador a la pieza 2, de forma que estas piezas tienen permitido el giro en un plano con objeto de posicionar el vehículo mejor.
- **Pieza 2:** Sería el soporte superior sujeta las piezas 1 y 3, recibiendo los esfuerzos a los que están sometidas estas piezas además de la fuerza ejercida por el cilindro y en caso de fallo, las fuerzas correspondientes a las barras de bloqueo, recaerían sobre el soporte superior en lugar de la fuerza ejercida por el pistón.
- **Pieza 3:** Van soldadas a la pieza 2 y están conectadas mediante uniones tipo pasador a las piezas número 4.
- **Pieza 4:** Unidas a la base mediante uniones tipo pasador, actúan a compresión.
- **Pieza 5:** Sería la base, responsable de estabilizar la máquina, es la pieza más robusta.
- **Pieza 6:** Es parte de sistema hidráulico, el cilindro, actúa sobre la base.
- **Pieza 7:** Es el vástago unido al pistón, la pieza que actúa sobre la pieza 2.
- **Pieza 8:** Barra de bloqueo, es un sistema de seguridad, en el caso de que hubiera un fallo del sistema hidráulico, estas piezas se encargarían de frenar el descenso repentino del automóvil.

- **Pieza 9:** La cremallera, elemento donde se enclava la pieza 8, la cremallera va soldada a la base.
- **Pieza 10:** Elemento cuadrado, va unido mediante un pasador a la pieza 8, para que pueda rodar sobre la superficie del elemento 9 en la ascensión.
- **Pieza 11:** Soportes sobre los que se posiciona el vehículo, estos están sobre las piezas número 1.

## 1.3. Cálculos analíticos.

### 1.3.1. Hipótesis de trabajo.

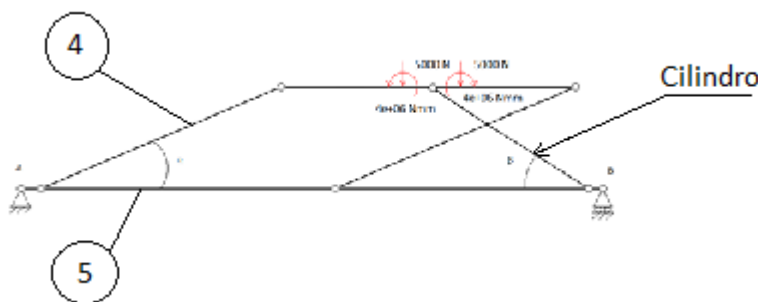
A continuación se van a enumerar las principales hipótesis realizadas para el cálculo analítico:

- En cuanto al reparto de pesos del coche se ha supuesto que el peso que sostiene cada soporte (pieza 11) es el mismo, es decir a cada soporte le cae una cuarta parte de la carga, por ser cuatro los apoyos.
- Se considera un coeficiente de seguridad de 4 para las piezas y de 2 para los pasadores.
- Teoría de la máxima energía de distorsión (Criterio de Von Mises) para las piezas.
- Teoría de la tensión tangencial máxima (Criterio de Tresca ) para los pasadores.
- El material utilizado es el mismo para todos los elementos de la máquina, tanto para piezas como para pasadores utilizamos acero aleado:

Módulo elástico  $2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$

Límite elástico  $620,422 \text{ N/mm}^2$

- Partimos de las medidas obtenidas a través de la página de Mastertrade.
- La pieza correspondiente al número 5, la base, en realidad estaría totalmente apoyada sobre el suelo, con lo cual la situación real será de empotramiento en la cara inferior, en este estudio se simplifica el cálculo posicionándola sobre dos apoyos.



- Las cargas reales que están aplicadas a las piezas 2 y 1 son transferidas a la pieza 3, con objeto de simplificar el cálculo.
- La pieza número 4 y número 8, por el hecho de ser articulada y no llevar ninguna carga aplicada entre sus extremos se considera que trabaja puramente a compresión para el cálculo analítico.
- Consideramos simetría en la máquina, por lo tanto la fuerza resultante del primer cálculo en el cilindro, será la mitad de la fuerza real que soporta.
- Se consideran los puntos de sujeción del coche a 500 mm del suelo.

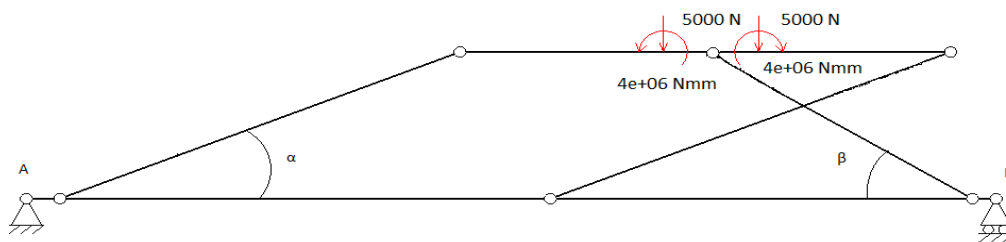
### 1.3.2. Estimación de la posición más desfavorable.

Estudiamos la posición inferior y la posición superior con el fin de determinar cuál es la situación más desfavorable y por lo tanto la situación de estudio. La posición inferior se considera cuando el elevador entra en contacto con el coche y la superior es la altura máxima alcanzada.

#### 1.3.2.1. Posición inferior.

##### Equilibrio de fuerzas general:

Realizamos un equilibrio global de la estructura, haciendo  $\sum M_z$  en el apoyo A,  $\sum F_x$  y  $\sum F_y$ , con el fin de obtener las reacciones en los apoyos.



$$M=5000 \times 800=4000000 \text{ N}\times\text{mm};$$

$$F=5000 \text{ N};$$

$$\alpha=21.15^\circ;$$

$$\beta=35.68^\circ;$$

$$\sum F_x = 0;$$

$$R_A = 0;$$

$$\sum F_y = 0;$$

$$R_A + R_B = 10000;$$

$$\sum M_A = 0;$$

$$R_B \times 2890 = 5000 \times 2017,6 + 5000 \times 2229,6;$$

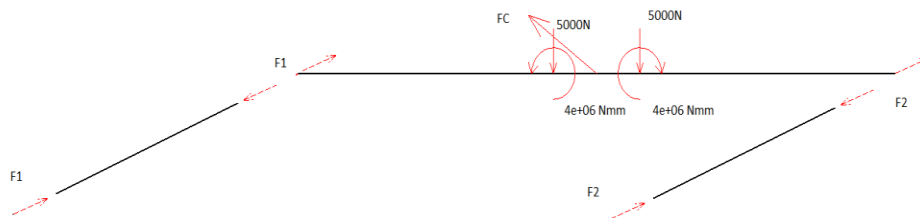
Obtenemos

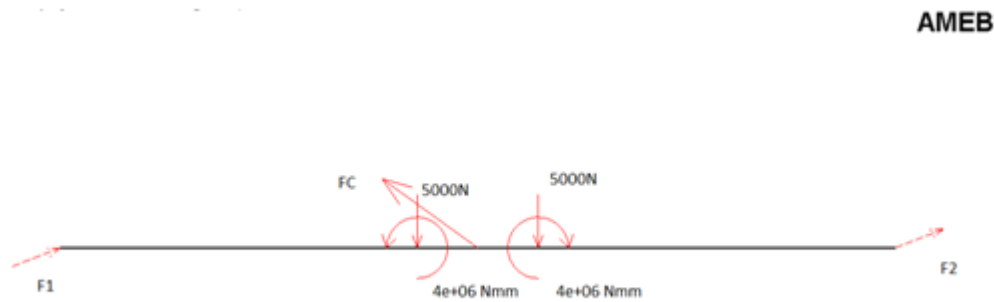
$$R_B = 7348,9 \text{ N};$$

$$R_A = 2651,9 \text{ N};$$

### Equilibrio de fuerzas en la pieza 3:

Realizamos el equilibrio en la pieza 3 por separado, haciendo  $\sum M_z$  en el apoyo 1,  $\sum F_x$  y  $\sum F_y$ , con el fin de obtener  $F_1$ ,  $F_2$  y  $F_C$ .





$$\alpha = 21.15^\circ;$$

$$\beta = 35.68^\circ;$$

$$\sum F_x = 0;$$

$$F1 \times (\cos \alpha) + F2 \times (\cos \alpha) = FC \times (\cos \beta); \text{ecuac.1}$$

$$\sum F_y = 0;$$

$$F1 \times (\sin \alpha) + F2 \times (\sin \alpha) + FC \times (\sin \beta) = 10000; \text{ecuac.2}$$

$$\sum M = 0;$$

$$F2 \times (\sin \alpha) \times 1462 + FC \times (\sin \beta) \times 731 = 5000 \times 625 + 5000 \times 837; \text{ecuac.3}$$

Despejo F1 en la **ecuac.1** y en la **ecuac.2**, dejando F1 en función de F2 Y FC,

$$\text{ecuac.1 } F1 = (FC \times (\cos \beta) - F2 \times (\cos \alpha)) / (\cos \alpha) \quad (21,15);$$

$$\text{ecuac.2 } F1 = (10000 - FC \times (\sin \beta) - F2 \times (\sin \alpha)) / (\sin \alpha) \quad (21,15);$$

Igualando ambas expresiones obtenemos la fuerza que necesita hacer el cilindro.

$$FC = 10000 / (\tan(\alpha) \times \cos(\beta) + \sin(\beta)); \text{ecuac.4}$$

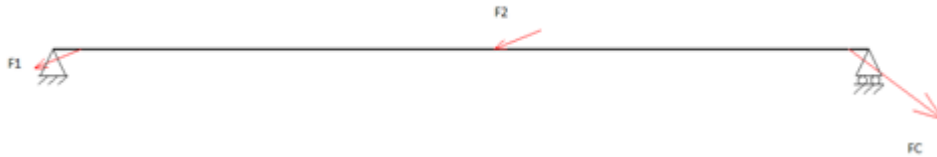
Utilizando la **ecuac.3** y la **ecuac.4** obtenemos F2 y sustituyendo valores obtenemos las tres incógnitas:

$$F2 = F1 = 4853,8 \text{ N};$$

$$FC = 11145,25 \text{ N};$$

## Equilibrio de fuerzas en la pieza 5:

En este equilibrio comprobaremos si los valores de  $F_1$ ,  $F_2$  Y  $F_C$  obtenidos son correctos, despejando  $R_A$  y  $R_B$  y viendo que coinciden con los valores obtenidos en el equilibrio global.



$$\sum M = 0;$$

$$F_C \times \sin(\beta) \times 2820 + F_2 \times \sin(\alpha) \times 1562 + F_1 \times \sin(\alpha) \times 100 = R_B \times 2890;$$

Obtenemos

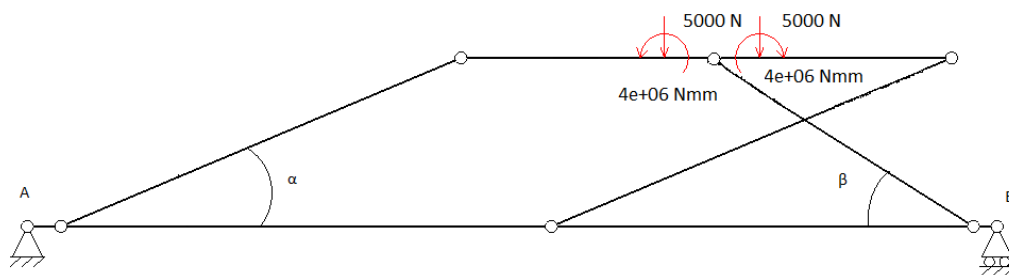
$$R_A = 2651,9 \text{ N};$$

$$R_B = 7348,9 \text{ N};$$

Los mismos resultados obtenidos en el equilibrio general luego, se cumplen los equilibrios.

### 1.3.2.2. Posición superior:

Se vuelven a realizar los mismos cálculos hechos con la posición inferior, la diferencia es que  $\alpha$  y  $\beta$  cambian de valor por estar el coche más elevado.



Gracias a la expresión,  $F_C = 10000 / (\tan(\alpha) \times \cos(\beta) + \sin(\beta))$ , **ecuac.4**, obtenida en el estudio de la posición inferior, concretamente en el equilibrio de la pieza 3, podemos determinar ahora para esta posición sin necesidad de hacer mas equilibrios la fuerza que debe aplicar el cilindro, sustituyendo los valores de  $\alpha$  y  $\beta$  por los correspondientes a esta posición.

$$\beta=44,28^\circ;$$

$$\alpha=40,5^\circ;$$

$$FC=3594,59 \text{ N};$$

Para determinar las fuerzas que soporta las piezas número 4 necesitamos ir a la **ecuac.3** y volver a sustituir los valores de los ángulos, que es lo único que cambia.

$$F2 \times (\sin \alpha) \times 1462 + FC \times (\sin \beta) \times 731 = 5000 \times 625 + 5000 \times 837; \text{ ecuac.3}$$

$$F1=F2=3594,59 \text{ N};$$

### 1.3.2.3. Conclusión estudios de posición.

Si observamos las magnitudes de las fuerzas obtenidas en ambas posiciones, es fácil determinar, que la situación más desfavorable es la inferior puesto que las fuerzas tanto en la pieza 4 como en el cilindro son mayores.

### 1.3.3. Diagramas de esfuerzos y dimensionado.

A continuación realizamos los diagramas de esfuerzos mediante el programa de cálculo de vigas y estructuras Ameb, con el fin de determinar donde se encuentra la sección más cargada de cada pieza.

El programa nos muestra los diagramas de esfuerzos, cortantes y axiles y de momento flector.

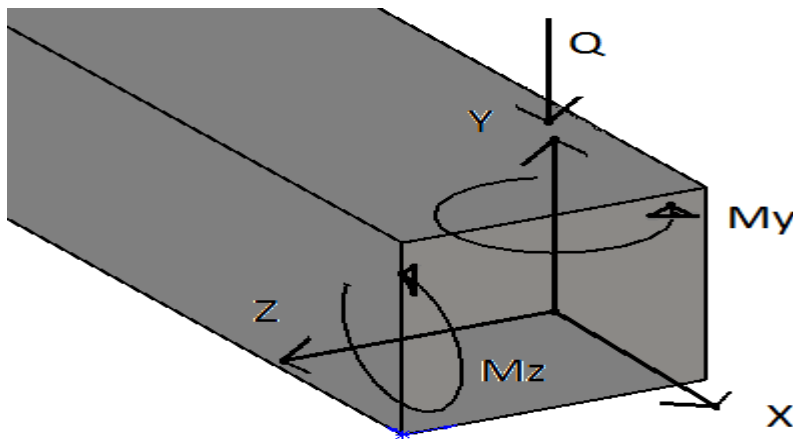
Una vez seleccionadas las secciones más desfavorables en cada pieza procedemos al dimensionado de estas.

Según que piezas, tienen que ser dimensionadas en un orden lógico, la pieza 4 tiene que plegarse dentro de la número 3, para que el elevador ocupe lo mínimo posible y así se reduzcan posibles problemas de interferencia entre estas dos piezas, por lo tanto dimensionaremos la pieza 4 antes que la 3 y cuando estudiemos el dimensionamiento de la 3, estableceremos desde el inicio el hueco necesario para albergar la pieza 4.

Las piezas sometidas a flexión serán estudiadas mediante la teoría de Navier-Bernoulli.

Las hipótesis consideradas son las siguientes.

- Las secciones planas y normales a la directriz permanecen planas y normales a la directriz después de la deformación.
- En la flexión pura se identifica un eje neutro, es decir, una fibra longitudinal que permanece sin deformarse.
- Las tensiones de corte en las direcciones 'x' e 'y' son despreciables.
- No hay tensiones normales en la dirección 'y'.



Las piezas del elevador están sometidas a compresión simple y a flexión, según los esfuerzos y momentos que soporte una viga podemos clasificar el problema de flexión en dos categorías.

Según el número de momentos a los que está sometida la viga:

- Flexión plana: Solo actúa un momento,  $M_z$  o  $M_y$ .
- Flexión desviada: Actúa  $M_z$  y  $M_y$ .

Según los esfuerzos que estén presentes:

- Flexión pura: Solo está presente el momento flector.
- Flexión simple: Actúa el momento flector, acompañado de un esfuerzo cortante ( $M$  y  $V$ ).
- Flexión compuesta: Están presentes esfuerzos axiales, cortantes y el momento ( $M$ ,  $N$  y  $V$ ).

Se considerara en el apartado de cada pieza, a qué clasificación corresponden cada una de ellas y además se identificara cual es el punto más cargado de la sección.



Para una viga de sección recta la tensión en el caso de flexión compuesta desviada viene dada por la fórmula de Navier:

$$\sigma(x, y, z) = \frac{N_x(x)}{A} + \frac{zI_z - yI_{yz}}{I_zI_y - I_{yz}^2}M_y(x) - \frac{yI_y - zI_{yz}}{I_zI_y - I_{yz}^2}M_z(x)$$

La formula anterior es la forma general, la transformamos quedando de la siguiente manera:

$$\sigma.x = \frac{N}{A} + \left( \frac{M_z \times I_y + M_y \times I_{yz}}{I_y \times I_z - I_{yz}^2} \right) \times y + \left( \frac{M_y \times I_z + M_z \times I_{yz}}{I_y \times I_z - I_{yz}^2} \right) \times z;$$

La flexión compuesta desviada es el caso más complejo, para estudiar los otros casos basta con sustituir los valores de momentos, esfuerzos e inercias en la formula transformada para obtener la fórmula adecuada en cada caso.

$W_z$  : El momento resistente de la sección con respecto al eje 'z'.

$I_z$  : El momento de inercia en el eje 'z'.

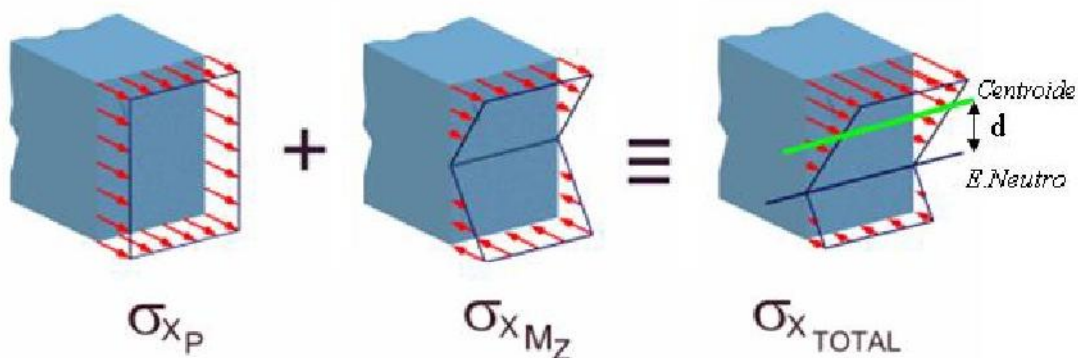
$I_{yz}$  : Producto de inercia.

$y_{\max}$  : La distancia máxima que hay en la dirección 'y' desde el eje neutro hasta el límite de la sección.

$M_y, M_z$  : Momentos flectores respecto a su eje.

$N_x$ : Esfuerzo axial a lo largo del eje x.

Las tensiones que provoca el axil ( $\sigma.x = \frac{N}{A}$ ) deben de ser sumadas a las que provoca el momento flector, tal como se muestra en la imagen inferior el eje neutro que se daba en el centro geométrico de la pieza, cambia de posición al sumar ambas tensiones.



Las piezas sometidas únicamente a compresión pueden ser calculadas según Navier adaptando y sustituyendo valores en la fórmula general:

$$\sigma \cdot A = \frac{N}{A};$$

Pero existen otros tipos de “fallos”, como es el “fallo por inestabilidad o pandeo”, que puede tener lugar en el caso de elementos estructurales esbeltos sometidos a compresión. En estos casos, en el elemento puede aparecer una flexión lateral que puede llegar a ser grande y producir la “falla”.

Estas piezas son consideradas columnas, las columnas se dividen en función de su esbeltez en columnas largas y columnas cortas. El valor de esbeltez que define la transición entre una y otra categoría, se llama esbeltez límite, su valor viene dado por la siguiente expresión:

$$\lambda_{\text{lim}} = \sqrt{2 \times \pi^2 \times E / \sigma_f}$$

Si  $\lambda > \lambda_{\text{lim}}$  aplicaremos el criterio de pandeo de Euler considerando columna larga.

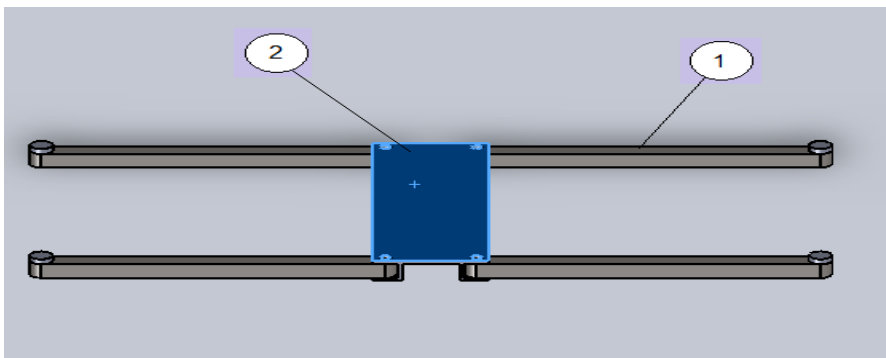
$$F_{\text{Crítica}} = I \times \pi^2 \times E / L^2;$$

Si  $\lambda < \lambda_{\text{lim}}$  aplicaremos el criterio de pandeo de Johnson considerando columna corta.

$$F_{\text{Crítica}} = A \times \sigma_f \times \left[ 1 - \frac{\sigma_f \times \lambda^2}{4 \times \pi^2 \times E} \right];$$

### 1.3.3.1. PIEZA 1.

Sobre los apoyos de la pieza 1, se aplican las cargas procedentes del peso del coche, tal como se puede apreciar hay cuatro piezas número 1 y están unidas mediante un bulón cada una, a la pieza número 2. Para el estudio de la pieza 1, suponemos que esta se encuentra empotrada por el extremo donde se realiza la unión a la pieza 2.



# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable

En la siguiente imagen podemos apreciar un esquema de la pieza tratada como barra, con las condiciones de apoyo comentadas anteriormente, un extremo empotrado y el otro en voladizo, con la correspondiente carga aplicada.

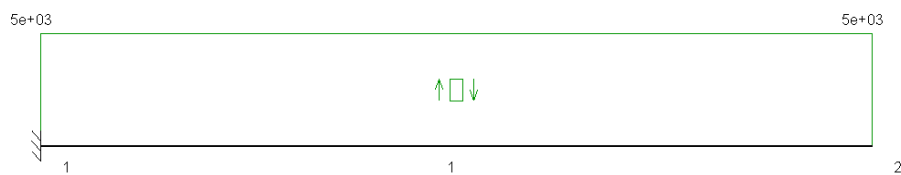


## Diagramas de esfuerzos:

Esta pieza solo está sometida a esfuerzos cortantes y un momento flector en un eje:

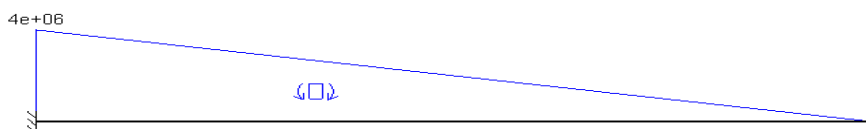
Esfuerzos cortantes

**AMEB**



Momentos flectores

**AMEB**



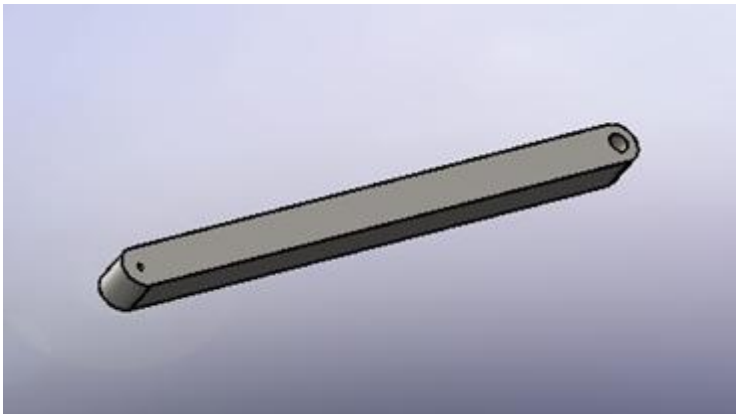
## Sección desfavorable:

La sección más desfavorable se encuentra en el empotramiento puesto que es la sección con mayor momento flector.

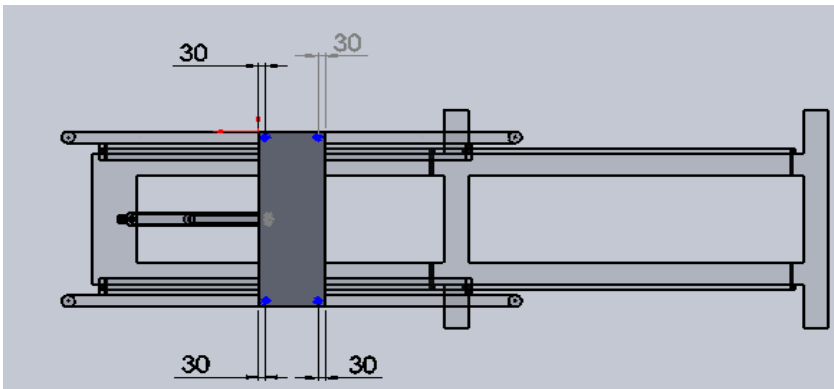
$$M = 4 \text{ e}+06 \text{ N} \times \text{mm};$$

$$V = 5 \text{ e} +03 \text{ N};$$

## Dimensionado:

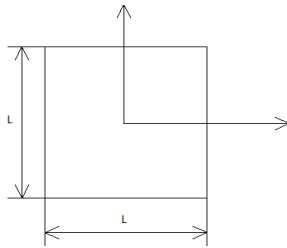


Impongo en el inicio, la distancia de 30 mm desde centro de los agujeros hasta el límite de la pieza, tal como indican las cotas de la imagen.

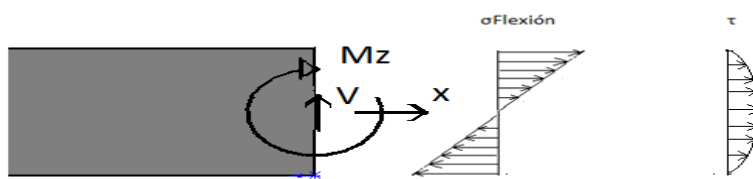


El momento máximo, que se produce si consideramos la barra desde el punto de unión a la pieza 2 hasta el punto de aplicación de la carga, es de 4000000 N × mm, el valor obtenido a través del programa Ameb, pero el empotramiento se produce antes de llegar al agujero de unión con el soporte superior, concretamente 30 mm antes, luego el momento real que se produce es de 3850000 N × mm.

Dimensionamos la pieza considerándola de sección cuadrangular.

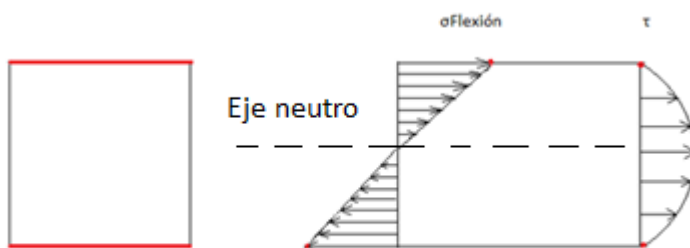


Suponemos que el material sigue las hipótesis de Navier y la ley de Hooke entonces el diagrama de tensiones producidas por el momento es triangular.



La tensión que produce la flexión es mucho mayor que la que produce los cortantes, luego los puntos más desfavorables se encontraran, donde más tensión producida por flexión haya, en estos puntos la tensión producida por cortante es cero.

Los puntos más desfavorables vienen marcados en rojo:



Atendiendo a las categorías descritas antes podemos decir que la pieza número 1 no está sometida a flexión compuesta, puesto que no hay esfuerzo axial alguno, es flexión simple y el momento esta solo aplicado a un eje por lo tanto es flexión plana.

La pieza que es objeto de estudio es simétrica y el axil es cero, por lo tanto:

$$I_{yz} = 0;$$

$$\text{Si } M_y = 0 \rightarrow z = 0;$$

$$N = 0;$$

El producto de inercia es cero para piezas simétricas.

Si sustituimos estos valores en la formula general:

$$\sigma.x = \left( \frac{Mz}{I_z} \right) \times y ;$$

$$M.z = 3850000 \text{ N} \times \text{mm};$$

$$V = 5 \text{ e } +03 \text{ N};$$

$$C_s = 4;$$

$$W = I / Y_{MAX};$$

$$Y_{MAX} = L / 2;$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_f / C_s = 620,4 / 4 = 155,1 \text{ N/mm}^2 = M / W;$$

$$I = (1/12) \times L^4;$$

$$W = 1/6 \times L^3;$$

$$L^3 = 24000000 / 155,1;$$

$$L = 53 \text{ mm};$$

La pieza nº 1 tendrá finalmente una sección cuadrada de lado 53 mm.

### 1.3.3.2. PIEZA 4.

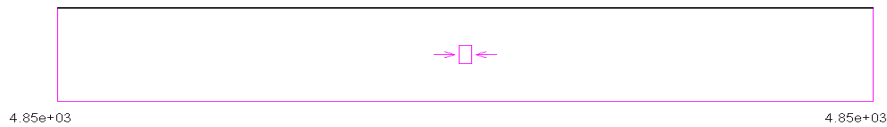
Una de las hipótesis descritas anteriormente hace referencia a esta pieza, es considerada una pieza que solo trabaja a compresión, por ser articulada y no tener ninguna carga aplicada entre sus extremos. Se muestra un esquema de cómo están aplicadas las cargas.



## Diagramas:

Esfuerzos axiales

AMEB

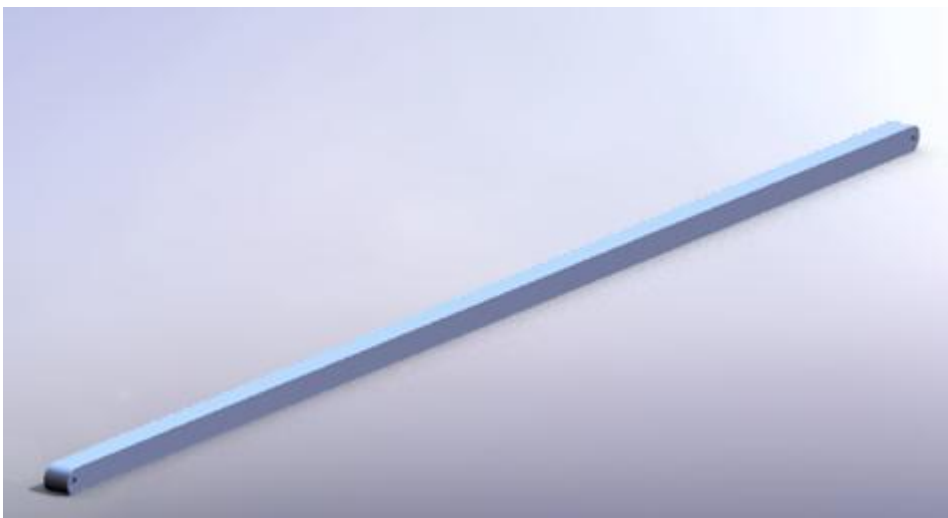


## Sección desfavorable:

Todas las secciones están igual de cargadas, puesto que esta pieza solo está sometida a axil y este esfuerzo es constante, la sección de estudio es independiente de la posición a lo largo de eje principal de la pieza.

$$N = 4850 \text{ N ;}$$

## Dimensionado:

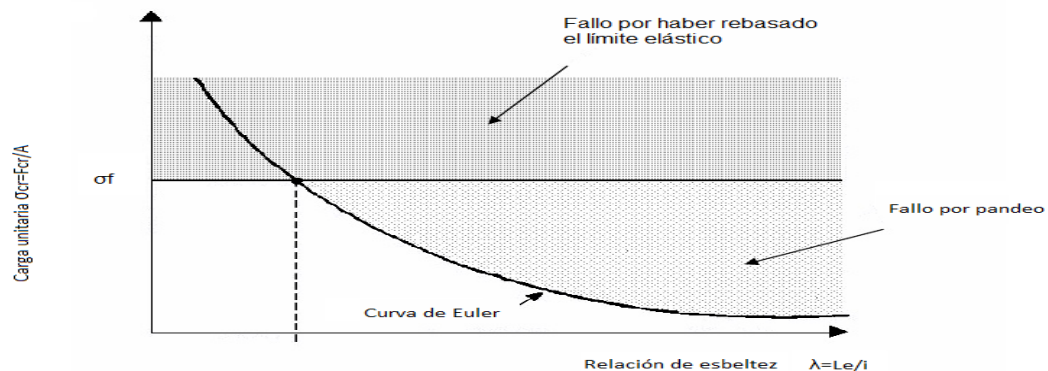


En este tipo de elementos la falla no se produce ni por fluencia ni por deformación se produce por pandeo. A medida que se aumenta la carga sobre una columna se alcanza una carga crítica donde ocurre el equilibrio inestable, un pequeño desplazamiento puede causar un cambio catastrófico en la configuración de la misma y la columna no regresará a su configuración estable inicial.

# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable

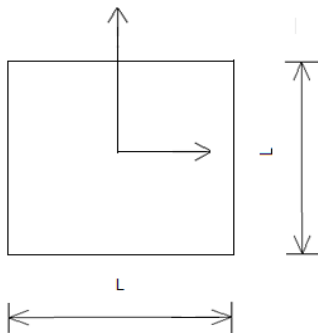
Este esfuerzo crítico de pandeo es mucho menor que la resistencia a la fluencia del material, por ello el cálculo a pandeo es imprescindible en las piezas que trabajan de esta manera.

No hace falta hacer ningún cálculo a compresión, puesto que realizamos el cálculo a pandeo que es un cálculo más estricto (falla antes a pandeo que por fluencia a partir de cierta esbeltez como puede verse en el gráfico).



## Cálculo a pandeo:

Dimensionamos la pieza considerando una sección cuadrangular.



$i = \sqrt{I/A}$ : Radio de giro de la sección respecto al eje crítico (al ser sección cuadrada los dos ejes son críticos).

$L_e = \beta \times L$ : Longitud efectiva a pandeo.

$\beta$ : Coeficiente función de los apoyos en los extremos.

A priori no sabemos si es una columna larga o corta puesto que ello depende de la esbeltez de la pieza:

$$\lambda = l_e / i;$$



## Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable

Como puede verse la esbeltez depende de las condiciones de apoyo y de las dimensiones de la pieza.

Inicialmente suponemos columna larga aplicamos Euler y si la comprobación no es correcta optaremos por el criterio de Johnson.

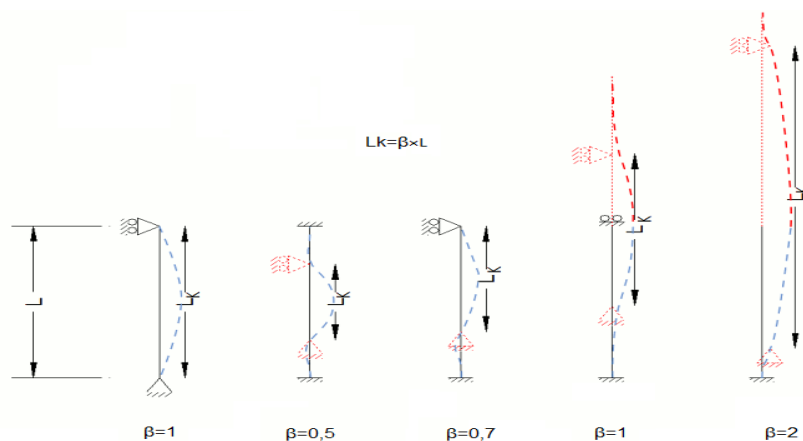
$F_{\text{Crítica}} = I \times \pi^2 \times E / L_e^2$ : La máxima carga que se puede aplicar para que no ocurra el equilibrio inestable.

$$C_s = 4;$$

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2;$$

En la siguiente gráfica nos muestran valores de  $\beta$  en función de sus condiciones de apoyo, atendiendo a estas condiciones, elegimos la  $\beta$  correspondiente.

$\beta$  es igual a 1, por corresponder al primer caso, biarticulado.



$$L_k = L_e = \beta \times L = 1386 \times 1;$$

$$F_{\text{real}} = 4853 \text{ N};$$

Aplicamos el coeficiente de seguridad a la fórmula de la fuerza crítica y despejamos la inercia para obtener las medidas buscadas.

$$I = (F_{\text{real}} \times C_s \times l_e^2) / (\pi^2 \times E) = 18\,010,18 \text{ mm}^4;$$

$$I = (1/12) \times L^4 = 18\,010,18 \text{ mm}^4;$$

$$L = 21,56 \rightarrow L = 22 \text{ mm};$$

$$A = 22^2 = 484 \text{ mm}^2;$$

Comprobamos que el criterio adoptado es adecuado:

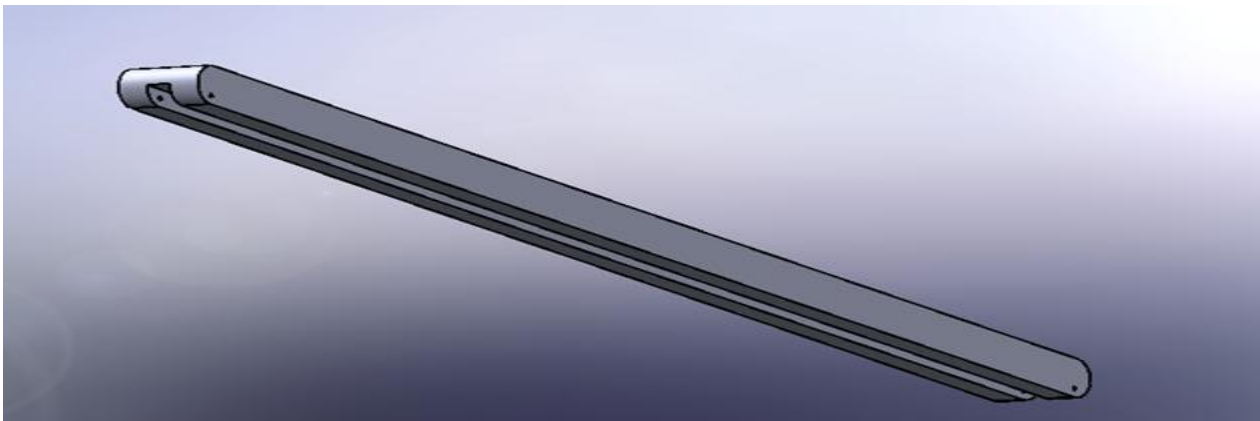
$$i = \sqrt{I/A} = 6,35;$$

$$\lambda = L_e/i = 218,2;$$

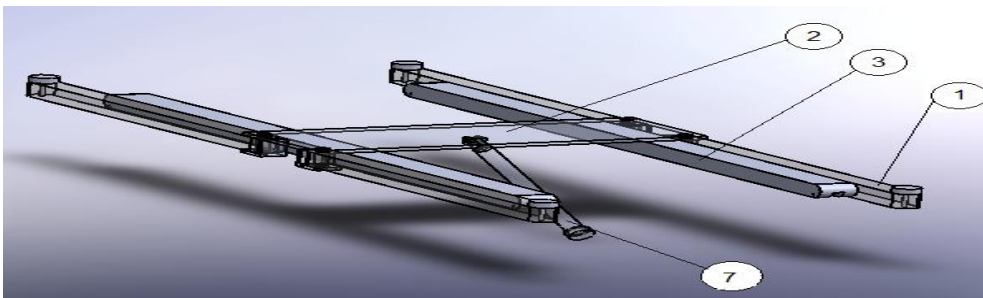
$$\lambda_{\text{lim}} = \sqrt{2 \times \pi^2 \times E / \sigma_f} = 81,69;$$

$\lambda > \lambda_{\text{lim}} \rightarrow$  La suposición hecha en primera instancia era correcta, la columna es Larga, así que el criterio de Euler es correcto. Tras haber confirmado que la suposición es correcta, establecemos finalmente la pieza nº4 con una sección cuadrada de 22 mm de lado.

### 1.3.3.3. PIEZA 3.

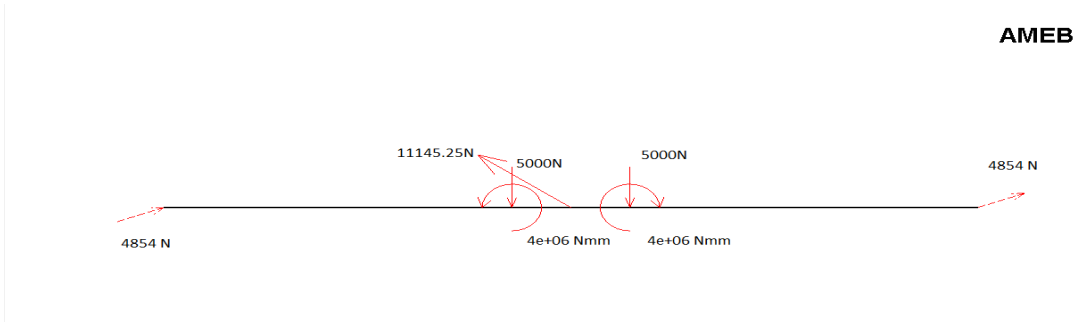


Tal como se ha comentado en las hipótesis iniciales, se suponen aplicadas a esta pieza las cargas que en realidad caen sobre la pieza nº2, como la fuerza del cilindro (Pieza 7) y los momentos y cargas que provienen de las dos piezas nº1 que se encuentran próximas a esta pieza.

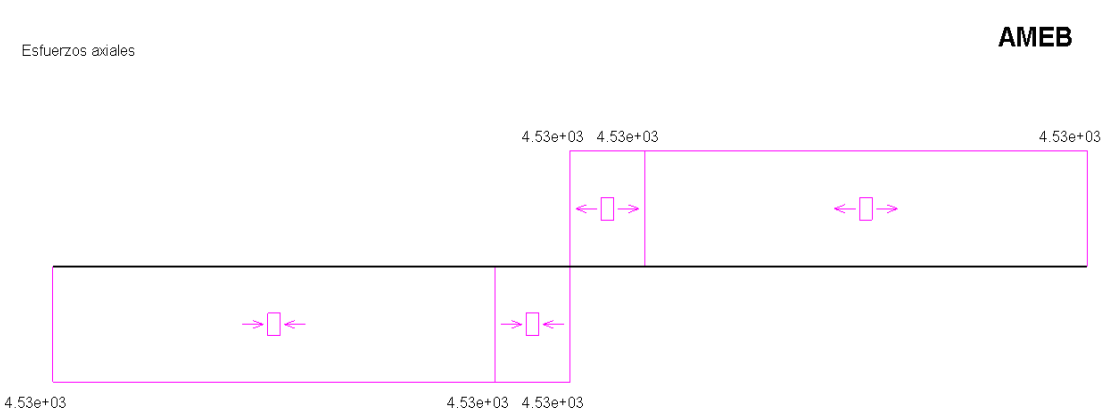
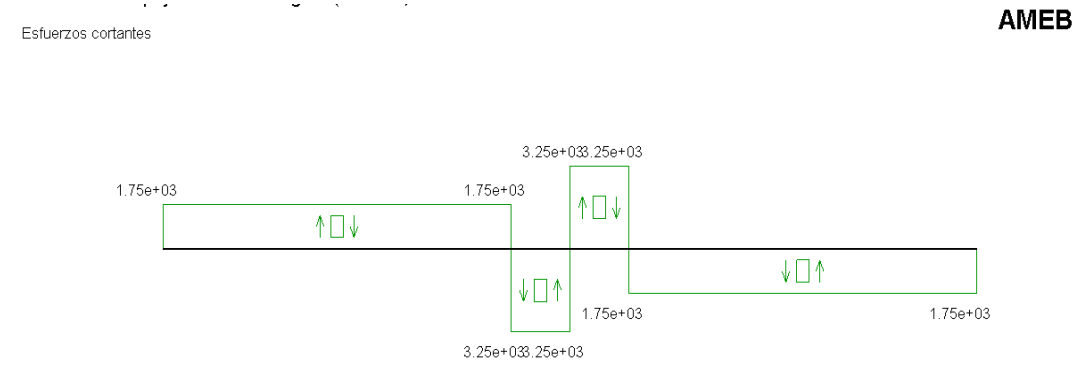


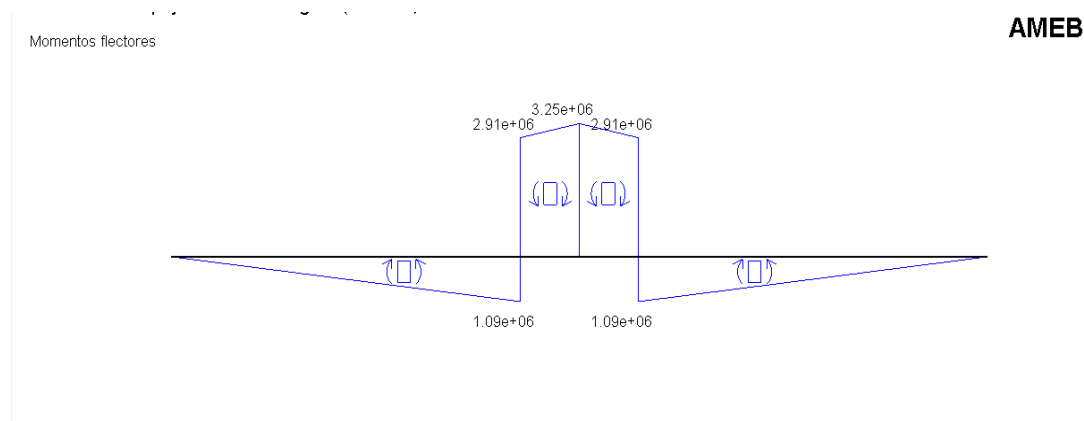
Hay dos piezas nº 3 y se considera simetría en la máquina por lo tanto la fuerza del actuador será dividida en dos, cayendo la mitad de la fuerza en cada pieza nº 3.

En la siguiente imagen se muestra un esquema de la pieza 3, considerada barra, con las cargas que se suponen aplicadas sobre ella.



Diagramas:





## Sección desfavorable:

La sección donde se producen los máximos, tanto en esfuerzos como en momento flector, es la central, por lo tanto en el dimensionado esta será la sección objeto de estudio.

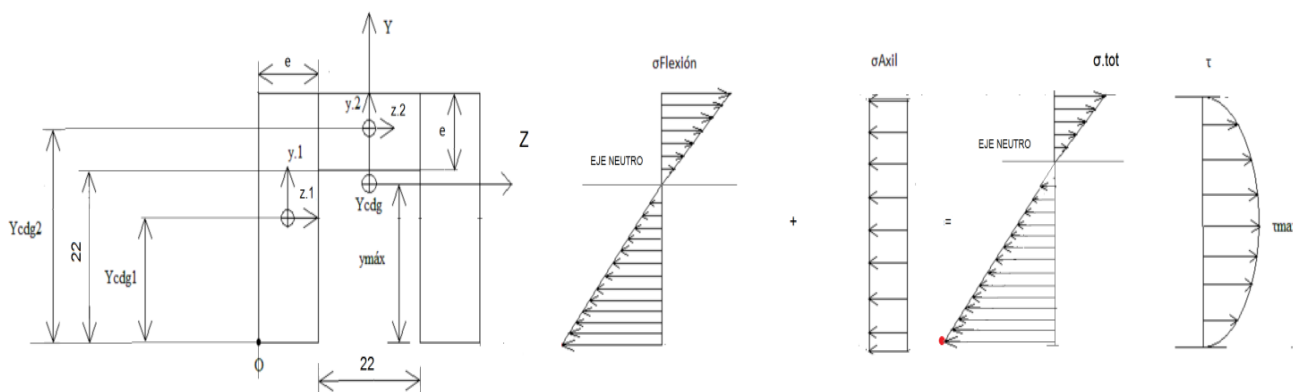
$$M = 3,25 \text{ e} + 06 \text{ N} \times \text{mm};$$

$$N = 4530 \text{ N};$$

$$V = 3,25 \text{ e} + 03 \text{ N};$$

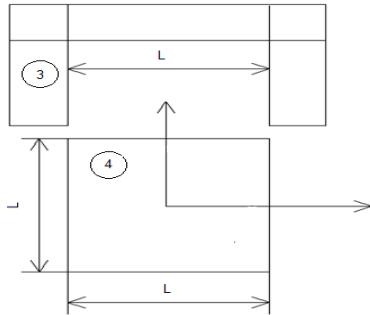
La pieza número 3, está sometida a axil, cortante y momento flector (en un solo eje), por lo tanto es un caso de flexión compuesta plana. Las tensiones que provoca el axil deben de ser sumadas a las que provoca el momento flector, el eje neutro que se daba en el centro geométrico de la pieza, cambia de posición al sumar ambas tensiones.

En el caso particular que nos ocupa la distribución de tensiones se distribuye de la siguiente manera:



El punto más desfavorable viene marcado en rojo, es el punto con las mayores tensiones.

La medida de 22 mm se toma en consonancia con la medida de la anchura de la pieza 4, la cual se tiene que plegar dentro.



La pieza que es objeto de estudio es simétrica respecto al eje 'y' por lo tanto:

$$I_{yz} = 0;$$

$$\text{Si } M_y = 0 \rightarrow z = 0;$$

El producto de inercia es cero para piezas simétricas.

Si sustituimos estos valores en la formula general:

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \left( \frac{M_z}{I_z} \right) \times y;$$

De esta ecuación extraeremos el espesor necesario 'e' para que la pieza soporte los esfuerzos con un coeficiente de seguridad de 4. Los valores obtenidos en el apartado diagramas de esfuerzos son los siguientes:

$$N = 4530 \text{ N};$$

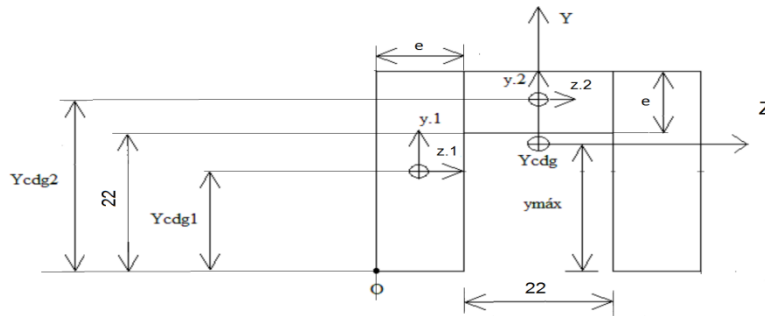
$$M = 3.25 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm};$$

Despreciando el axil en principio, calculo el modulo resistente necesario con un coeficiente de seguridad de 4.

$$\sigma_{adm} = \sigma_f / C_s = 155.1 \text{ N/mm}^2 = M / W = 3.25 \times 10^6 / W;$$

$$W_{necesario} = 20954.22;$$

$$I_{necesaria} = 20954.22 \times Y_{m\acute{a}x};$$



$$Y_{cdg} = \frac{\sum Y_{cdg.i} \times A.i}{A_{tot}} = \frac{(Y_{cdg.1} \times A.1) \times 2 + Y_{cdg.2} \times A.2}{A_{tot}} = Y_{m\acute{a}x};$$

$$A.1 = (22 + e) \times e;$$

$$A.2 = 22 \times e;$$

$$A_{tot} = A.1 \times 2 + A.2;$$

Los centros de gravedad de cada elemento de la sección con respecto al punto 'O' son:

$$Y_{cdg.2} = 22 + (e/2);$$

$$Y_{cdg.1} = (22 + e)/2;$$

Aplicando Steiner:

$$I_1 = \frac{1}{12} \times e \times (22 + e)^3 + A.1 \times (Y_{m\acute{a}x} - Y_{cdg.1})^2;$$

$$I_2 = \frac{1}{12} \times 22 \times e^3 + A.2 \times (Y_{cdg.2} - Y_{m\acute{a}x})^2$$

$$I_{tot} = (2 \times I_1) + I_2;$$

Itero con valores de e, primero saco la distancia al centro de gravedad y después la inercia necesaria, hasta conseguir un modulo resistente igual o superior a 20954,22mm<sup>3</sup>.

Con

$$e = 27 \text{ mm};$$

$$Y_{cdg} = \frac{\sum Y_{cdg.i} \times A.i}{A_{tot}} = \frac{(Y_{cdg.1} \times A.1) \times 2 + Y_{cdg.2} \times A.2}{A_{tot}} = 26,51 \text{ mm};$$

$$I_1 = 270055,3 \text{ mm}^4 ;$$

$$I_2 = 84092,6 \text{ mm}^4;$$

$$I_{\text{tot}} = 2 \times I_1 + I_2 = 624203,23 \text{ mm}^4;$$

$$I_{\text{necesaria}} = 20954,22 \times 26,51 = 580705,2 \text{ mm}^4$$

$$W_{\text{real}} = 23545,9 \text{ mm}^3 = I_{\text{tot}} / Y_{\text{cdg}} \text{ (Ligeramente superior al } W_{\text{necesario}} = 20954,2);$$

$$\text{Area} = 3240 \text{ mm}^2;$$

Cálculo del coeficiente de seguridad real:

Incluyo las tensiones producidas por el axil, que un principio ha sido depreciado;

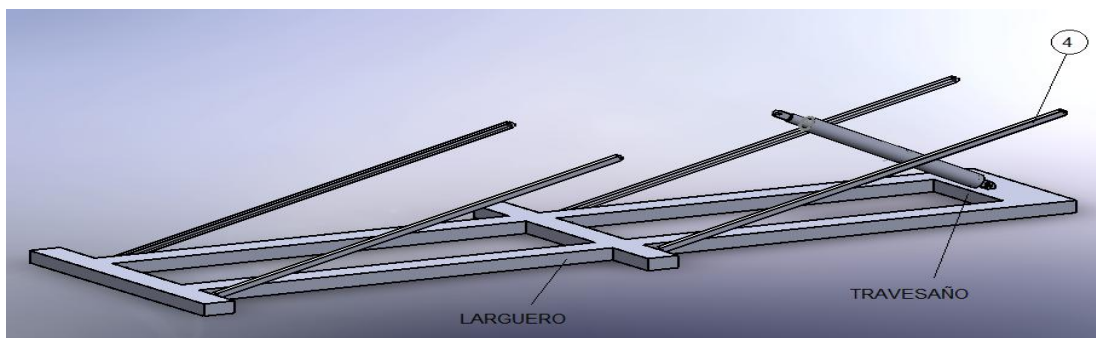
$$\sigma_{\text{adm}} = 620,4 / C_s = M/W + N/A = 3,25 \times 10^6 / 23545,9 + 4530 / 3240 = 139,426 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2};$$

$$C_s \text{ real} = 4,44;$$

Finalmente la pieza nº 3 tendrá una sección con forma de 'U' de espesor 27 mm.

### 1.3.3.4. PIEZA 5.

En la pieza nº 5 primero analizamos el larguero, realizamos los diagramas en el plano correspondiente y dimensionamos la altura que levanta sobre el suelo, una vez conocida esta altura pasamos a comprobar que el travesaño sobre el que se aplica la fuerza del actuador hidráulico, al que le conferimos la misma altura, no falla.



# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable

Las cargas que se aplican al larguero en el esquema inferior, corresponden a las aplicadas por dos piezas nº 4 y a la aplicación de la mitad de la fuerza del actuador hidráulico cumpliendo con la condición de simetría.

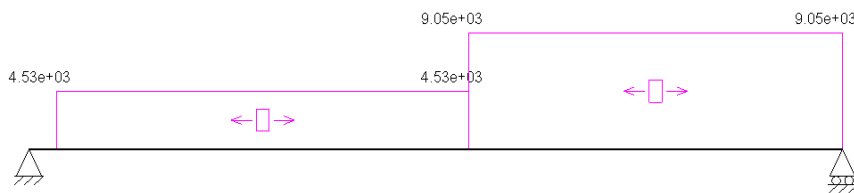
AMEB



## Diagramas larguero:

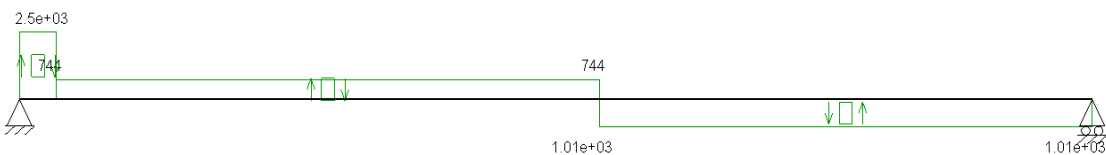
Esfuerzos axiales

AMEB



Esfuerzos cortantes

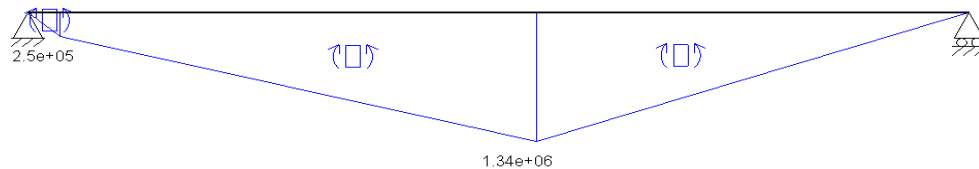
AMEB





Momentos flectores

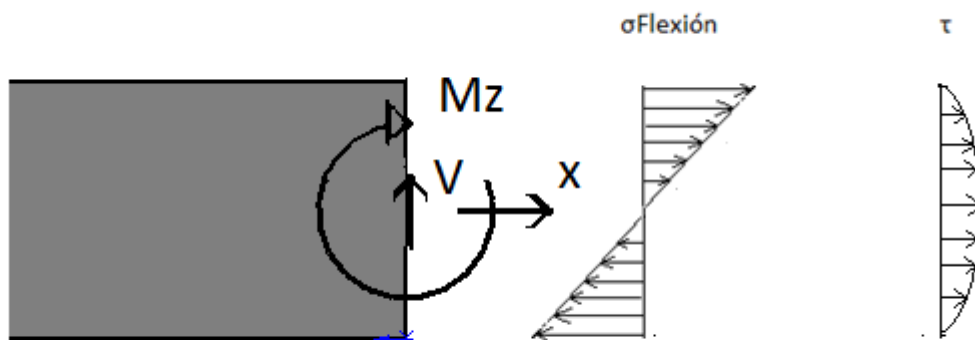
AMEB



## Sección más desfavorable:

La sección donde se producen el máximo momento y el máximo axil no es la misma sección que la sección con máximo cortante.

Tal como se ha comentado para otras piezas, elijamos la sección que elijamos cuando tengamos que observar cual es el punto más desfavorable de esta, nos encontraremos con que las tensiones que producen los momentos son máximas en los límites de la sección mientras que las tensiones que producen los cortantes son cero en el límite de la sección, las tensiones producidas por los momentos son muy superiores a las producidas por los esfuerzos cortantes, por lo tanto en el punto más desfavorable de la sección, se da donde la tensión producida por cortante es cero.



Por lo tanto a la hora de elegir la sección más desfavorable nos fijaremos en el máximo momento y el máximo axil.

$$M = 1,34 \text{ e } +06 \text{ N} \times \text{mm};$$

$$N = 9050 \text{ N};$$

$$V = 1010 \text{ N};$$

Con esta pieza realizamos el dimensionado de lo que serian los largueros , fijo los 100 mm de anchura y una vez conocida la altura necesaria de estos, compruebo que las partes que hacen las veces de travesaño no rompen.

### Dimensionado larguero.

Mediante los diagramas que se muestran anteriormente, proporcionados por el programa Ameb, podemos determinar cuál es la sección más desfavorable, que normalmente suele ser la sección con mayor momento flector.

En el punto más cargado de la sección no hay tensiones producidas por esfuerzos cortantes, así que nos servimos del axil y momento máximo para dimensionar la pieza.

Los largueros de pieza número 5 están sometidos a flexión compuesta plana.

La pieza que es objeto de estudio es simétrica respecto al eje 'y' por lo tanto:

$$I_{yz} = 0;$$

$$\text{Si } M_y = 0 \rightarrow z = 0;$$

El producto de inercia es cero para piezas simétricas.

Si sustituimos estos valores en la fórmula general de Navier :

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \left( \frac{M_z}{I_z} \right) \times y;$$

$$M_{\text{máx}} = 1,34 \text{ e } +06 \text{ Nmm};$$

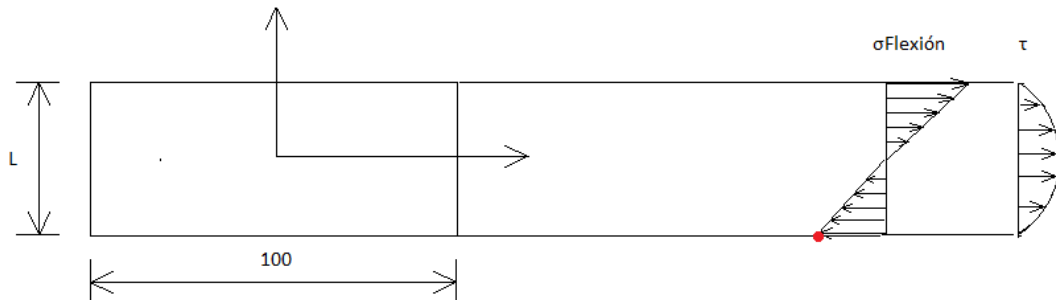
$$N_{\text{máx}} = 9054,3 \text{ N};$$

$$CS = 4;$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_f / C_s = 620,4 / 4 = M_{\text{máx}} / w + N/A;$$

Despreciamos el efecto del axil para simplificar el cálculo de 'L'.

$$155,1 = M_{\text{máx}} / w \rightarrow W_{\text{necesario}} = 8639,5 \text{ mm}^3;$$



$$W = I/Y;$$

$$I = (1/12) \times 100 \times l^3;$$

$$Y = L/2;$$

$$W_{\text{necesario}} = (100/6) \times l^2 = 8639,5 \text{ mm}^3;$$

$$L = 22,76 \text{ mm} \rightarrow 23 \text{ mm};$$

Comprobación del factor de seguridad, considerando el efecto del axil:

$$L = 23 \text{ mm};$$

$$W_{\text{real}} = 8816,66 \text{ mm}^3;$$

$$A = 2300 \text{ mm}^2;$$

$$620,4 / C_s = M_{\text{máx}} / w + N/A = (1,34 \times 10^6 / 8816,66) + (9054 / 2300);$$

$$C_s = 3,97; \text{ insuficiente pues dimensionamos con } C_s = 4;$$

Aumento 'L' y compruebo que el  $C_s$  sea igual o mayor de 4:

$$L = 24 \text{ mm}$$

$$W_{\text{real}} = 9600 \text{ mm}^3;$$

$$A = 2400 \text{ mm}^2;$$

$$620,4/C_s = M.máx / w + N/A = (1,34e+06/9600) + (9054/2400);$$

$$C_s=4,3;$$

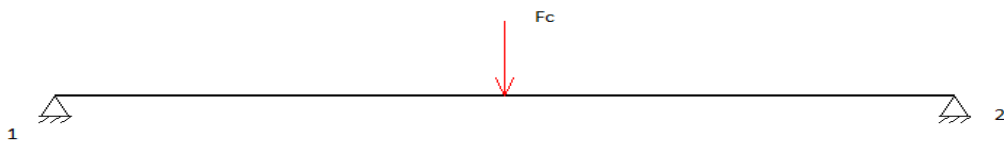
Finalmente tendrá una altura de 24 mm, puesto que el  $C_s$  es mayor de 4.

### Diagramas travesaño.

Una vez hemos obtenido la altura del larguero y por consiguiente la altura de la base pasamos a comprobar que en el travesaño no rompe con esa altura.

El caso que nos ocupa, es un caso de flexión simple, en la siguiente imagen se observa el esquema correspondiente al larguero, con la fuerza del cilindro aplicada en la mitad de los dos apoyos.

**AMEB**



Hacemos sumatorio de momentos en el apoyo 2, con el fin de comprobar que la reacción en el apoyo es el mismo valor que la fuerza del cilindro obtenida en el estudio de la posición y por consiguiente la aplicada antes, sobre él larguero.

$$\Sigma M_2 = 0;$$

$$R_1 \times 450 = 22290,5 \times 450/2;$$

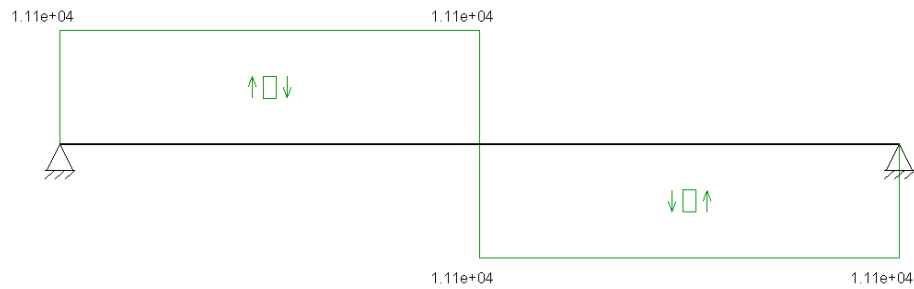
$$R_1 = 11145,25 \text{ N};$$

# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable

A continuación se muestran los diagramas de esfuerzos, del travesaño que soporta la fuerza del cilindro, mediante el programa Ameb.

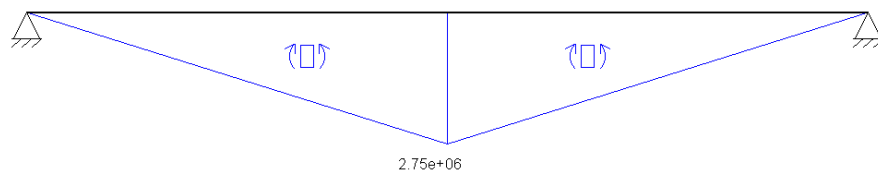
Esfuerzos cortantes

AMEB



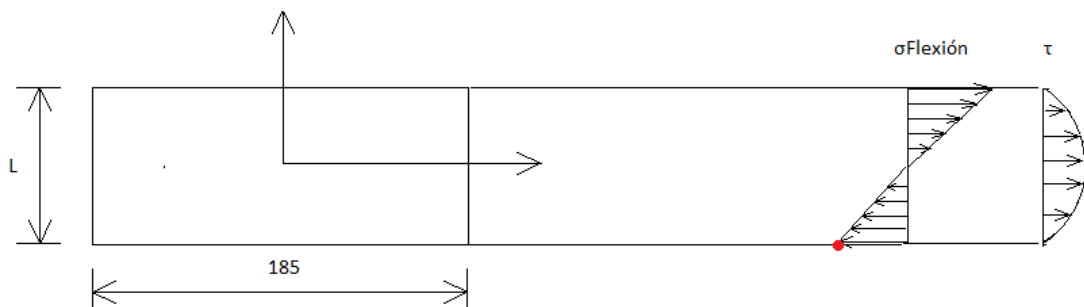
Momentos flectores

AMEB



La sección más cargada es la central puesto que el momento es máximo en ese punto.

**Comprobación travesaño:**



Tal como ha sucedido en el resto de casos en el punto más desfavorable las tensiones producidas por el cortante son cero.

Comprobación:

$$M.\text{máx} = 2,75 \times 10^6 \text{ N} \times \text{mm};$$

$$I = 1/12 \times 185 \times 24^3 = 213120 \text{ mm}^4;$$

$$Y.\text{máx} = 24/2 \text{ mm};$$

$$W = 17760 \text{ mm}^3;$$

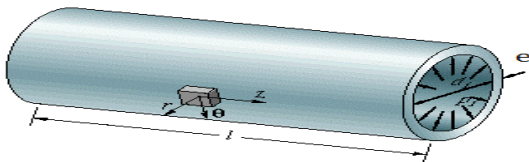
$$\sigma.\text{adm} = \sigma_f / C_s = 620,4 / C_s = M.\text{máx} / W ;$$

$$C_s = 4,006;$$

El travesaño cumple con un  $C_s$  ligeramente superior al establecido en principio ( $C_s=4$ ).

### 1.3.3.5. PIEZA 6.

La pieza número 6, corresponde al cilindro y en su interior ha de deslizarse el pistón por lo tanto el diámetro interior del cilindro viene determinado por el diámetro del pistón.



En primer lugar nos dedicamos a calcular el diámetro interior del cilindro, para ello fijamos una presión de 10 Mpa en el cilindro y calculamos, conociendo la fuerza que tiene que hacer el actuador hidráulico, el área necesaria del pistón para aguantar esa presión.

Del área necesaria obtenemos el diámetro del pistón, si no coincide con un diámetro comercial elegiremos en un catálogo uno cercano y recalcularemos la presión necesaria en el cilindro.

Una vez fijado el diámetro interior pasamos a calcular el espesor necesario en el cilindro. Para dimensionar el cilindro habrá que estudiar las tensiones que se producen. Para el cálculo de estas tensiones hay que distinguir entre dos suposiciones, que el cilindro sea de pared delgada o que sea de pared gruesa, puesto que las tensiones no son las mismas en ambos casos:

$$e < d/40 \rightarrow \text{Pared delgada.}$$

$$e > d/40 \rightarrow \text{Pared gruesa.}$$

Como el espesor del cilindro es desconocido, en principio no podemos determinar cuál de las hipótesis es la acertada, así que suponemos pared delgada y al final del cálculo si no cumple la hipótesis pasaremos a hacer el cálculo como pared gruesa.

### Dimensionado:



Supongo como datos iniciales una  $P=10 \text{ Mpa}$  ;

$F_{\text{cilindro}}=22290,5 \text{ N}$ , calculada en el estudio inicial.

$$P = F_{\text{cilindro}} / A_{\text{pistón}} = F_{\text{cilindro}} / (\pi \times d_{\text{piston}}^2 / 4);$$

$$A_{\text{pistón}} = A_{\text{int.cilindro}} = 2229.05 \text{ mm}^2;$$

$$d_{\text{pistón}} \approx 53 \text{ mm};$$

Como no hay pistones comerciales con ese diámetro elegimos el de 50 mm y recalculamos la presión necesaria para realizar la fuerza determinada.

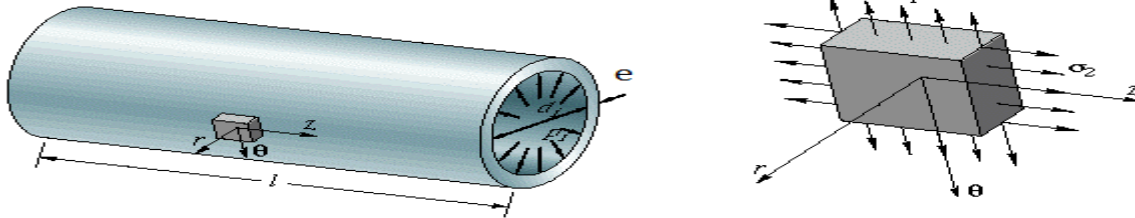
$$A_{\text{pistón}} = 1962,5 \text{ mm}^2;$$

$$P = F_{\text{cilindro}} / A_{\text{piston}} = 11,35 \text{ Mpa}, \text{ próxima a la fijada en el inicio.}$$

Calculo el espesor del cilindro según la hipótesis de pared delgada con un  $C_s=4$ ;

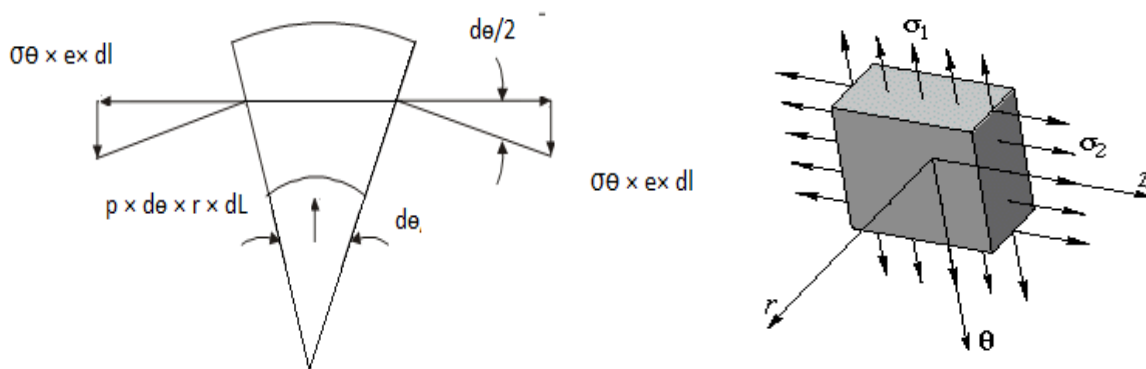
A continuación se muestra de donde provienen las formulas que nos dan las tensiones en la hipótesis de pared delgada:

Se considera una parte infinitesimal del cilindro.



En la hipótesis de pared delgada la  $\sigma_r$ , se considera cero y las tensiones en los otros ejes ( $\sigma_z, \sigma_\theta$ ) se calculan mediante equilibrios de fuerzas:

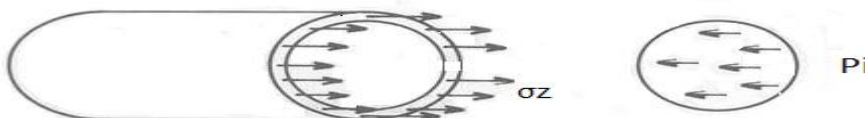
- Se llega a la formula correspondiente a  $\sigma_\theta$ , mediante el sumatorio de las fuerzas verticales, que se muestran en la sección del cilindro, de la imagen inferior.



$$\sum F_r = 0;$$

$$\sigma_\theta = P \times d / (2 \times e);$$

- Para obtener la formula de  $\sigma_z$ , el equilibrio se realiza en el eje 'z'.



$$\sum F_z = 0;$$

$$\sigma_z = P \times d / (4 \times e);$$



Una vez hayamos calculado las tensiones en los distintos ejes, pasamos a calcular la tensión de Von Mises. Asignamos  $\sigma_1$  al mayor valor y  $\sigma_3$  al valor más bajo y la tensión que queda será  $\sigma_2$ .

$$\sigma_\theta = P \times d / (2 \times e) = 11,35 \times 50 / 2 \times e = 283,8 / e = \sigma_1;$$

$$\sigma_z = P \times d / (4 \times e) = 141,875 / e = \sigma_2;$$

$$\sigma_r = 0 = \sigma_3;$$

Sustituimos valores y despejamos el espesor:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

$$\sigma_{vm} = \sigma_f / C_s;$$

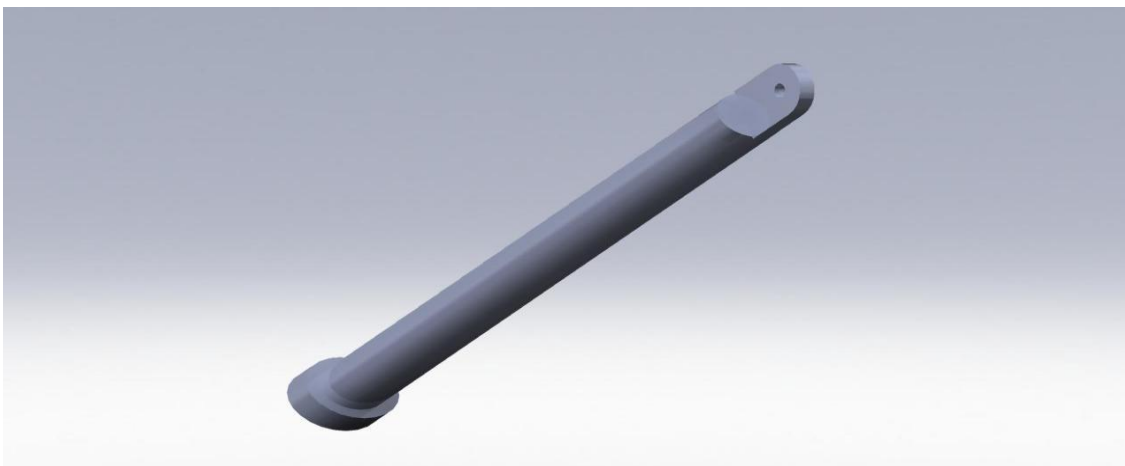
$$e = 0,84 \text{ mm} \approx 1 \text{ mm};$$

$e < \frac{d}{40}$ , hay que comprobar si se cumple la hipótesis de pared delgada.

$$e < 50/40 = 1,25 \rightarrow \text{correcto (La hipótesis de pared delgada es acertada).}$$

El espesor necesario para que no falle el cilindro será de 1 mm.

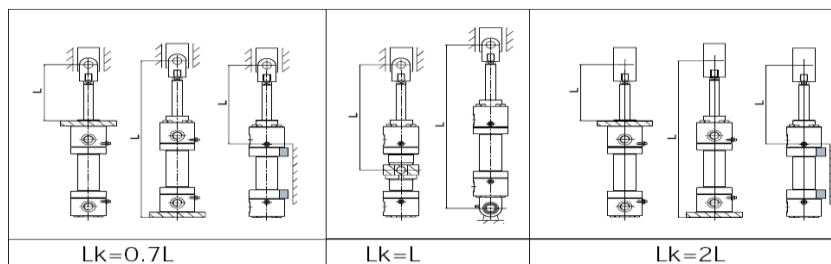
### 1.3.3.6. PIEZA 7.



## Dimensionado:

En esta pieza se puede producir el fallo a pandeo, pero no se calcula como la pieza 4, basta con determinar cuál es la esbeltez y la fuerza que ha de realizar y seleccionar en una tabla el diámetro necesario.

Clasificación de las columnas en función de su esbeltez, en esta tabla se muestra la longitud efectiva a pandeo en función de las condiciones de apoyo, en nuestro caso corresponde a la imagen del extremo derecha, apoyado pero no rígidamente guiado.



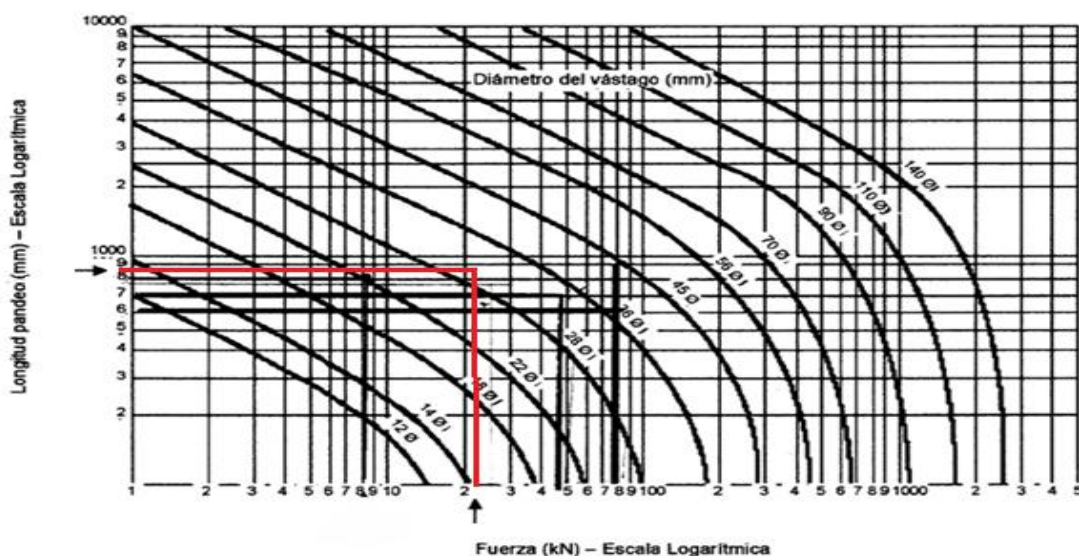
$L=429$ ;

$F=22,290$  kN;

Según el tipo de fijación  $L_k=429 \times 2=858$ ;

Si nos fijamos en la tabla de la parte inferior observamos que el punto de unión entre la fuerza y  $L_k$  queda entre un diámetro de 36 y uno de 28 mm, elegimos el mayor de los dos.

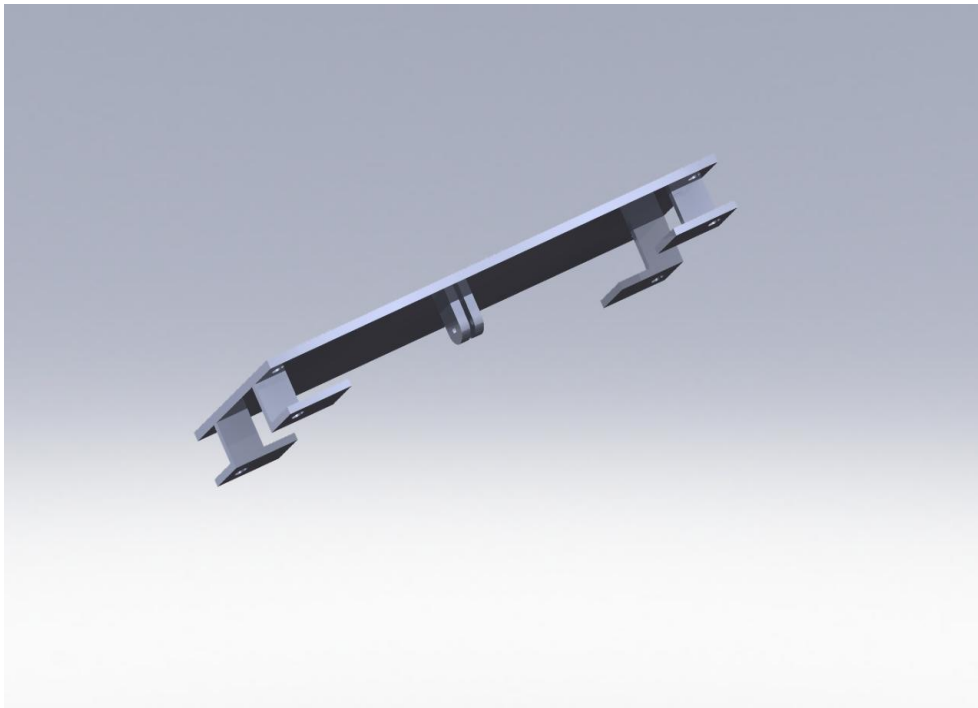
$d_{\text{pistón}}=36$  mm;



### 1.3.4. Pieza principal.

Esta pieza tiene una dependencia dimensional con las demás, puesto que las piezas 3 y 1 atraviesan esta pieza.

La pieza número 2, no es dimensionada analíticamente, modelamos mediante el programa la pieza estableciendo la anchura de dicha pieza en función del grosor y anchura de la piezas nº1, nº3 y nº5 y probamos su comportamiento, según las tensiones que obtengamos mediante el Software cambiaremos las dimensiones de esta.



### 1.3.5. Pasadores y orejetas.

En este apartado nos dedicamos a dimensionar el diámetro necesario de los pasadores de cada unión y las medidas necesarias en las orejetas para que no fallen ni por aplastamiento ni por flexión. A la hora de dimensionar los diámetros de los pasadores lo hacemos considerando que sufren cortadura pura, la sección de un pasador está sometida a cortadura pura cuando, en dicha sección, actúan únicamente tensiones tangenciales, que se reducen a una resultante contenida en el plano de la misma, es decir la fuerza cortante. Cuando en la sección del pasador, la resultante de las fuerzas situadas a un lado de la misma, está contenida en su plano y el momento resultante es nulo, diremos que la sección trabaja a cortadura pura, pero si esto ocurre en una determinada sección en las próximas existe también un momento flector producido por dicha resultante, es decir en la realidad no es posible que en un tramo finito del pasador se dé, en todo él, un estado de cortadura pura.

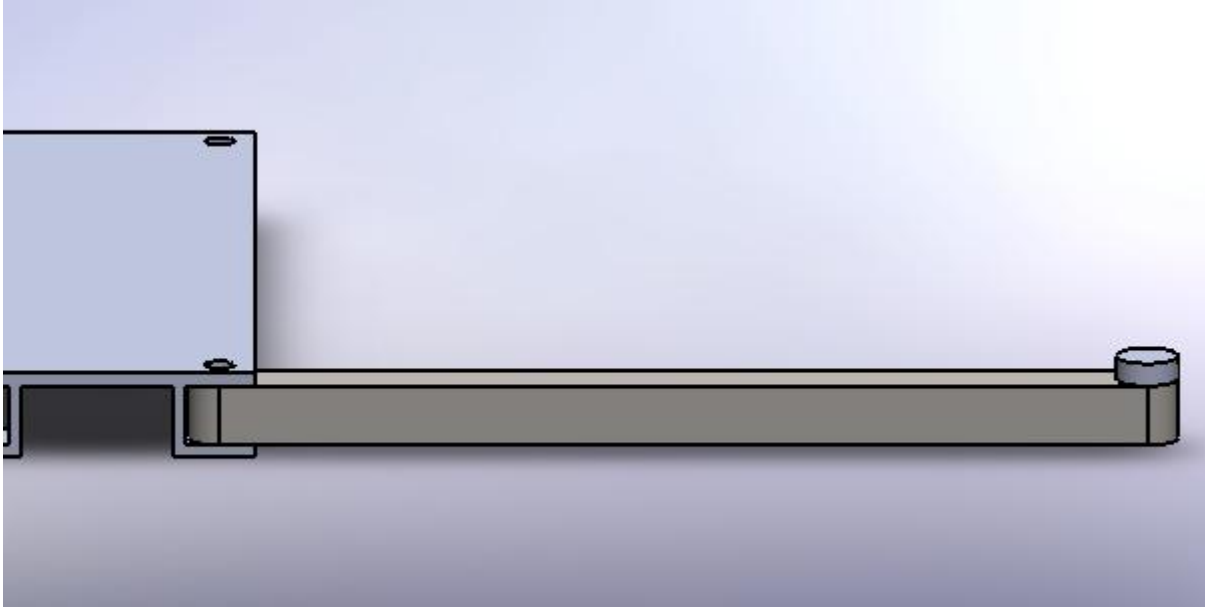
Para los cálculos teóricos realizados en los pasadores de nuestra máquina, admitimos únicamente la presencia del esfuerzo cortante y la nulidad del momento flector en todas las secciones, es aceptable puesto que en estos elementos, los efectos (tensiones y deformaciones) debidos al esfuerzo cortante son mucho mayores que los debidos al momento flector.

Una vez son calculados los diámetros necesarios de los pasadores para que no fallen a cortadura, se comprueba que no se produzca el fallo por aplastamiento en la zona de contacto común o se dimensiona esta zona de contacto, en el caso de no tener las medidas necesarias. A la hora de estudiar el fallo por aplastamiento nos centramos en comprobar que no se produce en la pieza, en vez de observar el aplastamiento del bulón, puesto que las piezas tienen un coeficiente de seguridad mayor que los bulones.

Si las piezas unidas contienen orejetas, partiendo de las medidas obtenidas en los cálculos por cortadura y aplastamiento dimensionaremos su altura y anchura para que no fallen por flexión.

#### 1.3.5.1. Unión pieza 1-2.

Este pasador no es dimensionado, se considera la pieza 1 empotrada en la pieza número 2, siendo la función de este pasador la de permitir el giro de la pieza 1 para un mejor ajuste de los apoyos al chasis del coche.

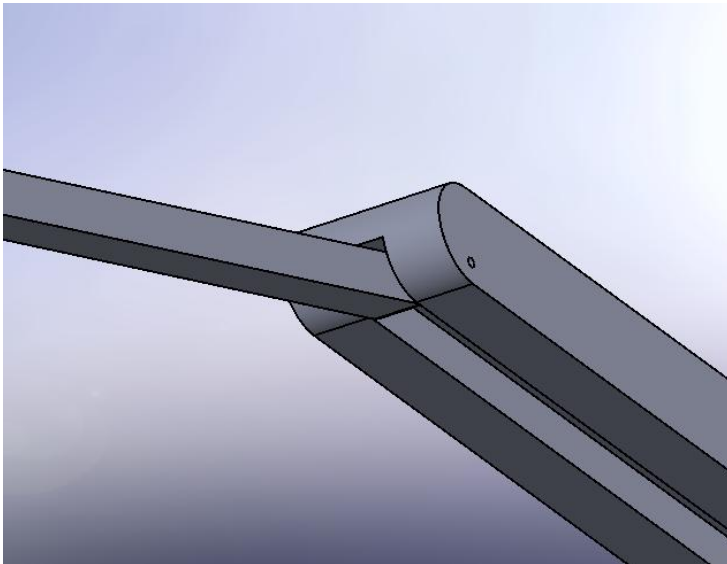


El pasador soporta esfuerzos cortantes procedentes del momento flector, este se someterá a la comprobación de pasadores del programa Solidworks con objeto de establecer un diámetro para este pasador.

### 1.3.5.2. Unión pieza 3-4.

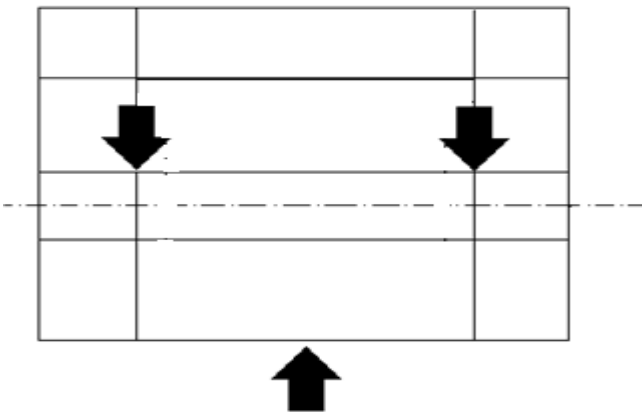
Se calcula primero a cortadura, normalmente si ha de producirse el fallo se producirá antes por cortadura que por aplastamiento, pero no siempre es así, con lo cual hay que realizar los dos cálculos .

Conocemos las medidas de las piezas que une el pasador, por ello en el cálculo por aplastamiento realizamos la comprobación de que la zona de contacto de la pieza con el pasador no se aplasta.



### Doble cortadura.

CS.f=2;



$$\tau_{\max.adm} = \sigma_F / (2 * CS, F) = 155,1 \text{ N/mm}^2 = F/A = (4853/2) / \pi r^2;$$

$$r = 2,232 \text{ mm} \rightarrow d = 5 \text{ mm};$$

### Aplastamiento.

Compruebo que no falla por aplastamiento, estudiamos la pieza 4, en vez de ver si falla el bulón, puesto que el coeficiente de seguridad de las piezas es mayor que el de los bulones.

$$C_s = 4;$$

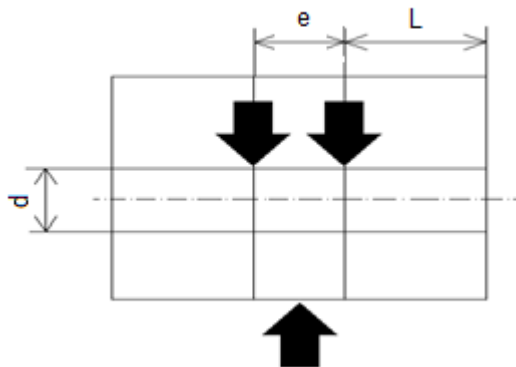
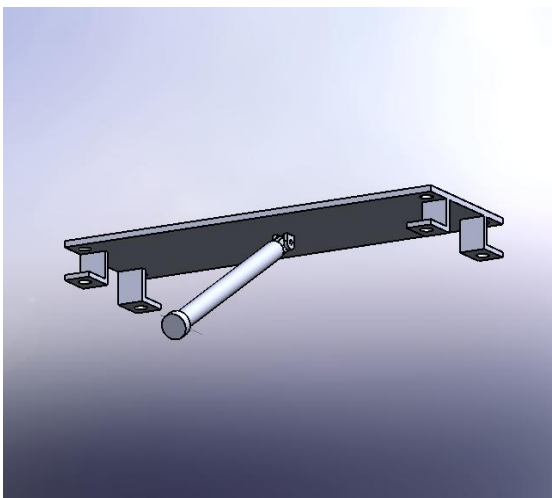
$$\sigma_{adm} = \sigma_f / C_s = 620,4 / 4 = F / A = 4853 / d \times 22 ;$$

$$d = 1,42 \text{ mm} ;$$

Para que no falle por aplastamiento necesitamos un diámetro mínimo de 1,42 y para que no falle a cortadura uno de 5 mm, está claro que falla antes por cizalla del bulón que por aplastamiento de la pieza.

### 1.3.5.3. Unión pieza 2-7.

Primero calculamos el diámetro necesario del bulón para que no falle a cortadura, después calculamos L para que la oreja no falle por aplastamiento y con la medida de L, calculamos las orejas de la pieza 2, mediante un cálculo a flexión y por último calculamos por aplastamiento la orejeta que forma parte del pistón, es decir calculamos 'e'.



**Doble cortadura.**

$$C_s \cdot f = 2;$$

$$\tau_{max.adm} = \sigma_F / (2 \times C_s \cdot f) = F / A = 155,1 \text{ N/mm}^2 = (22290,5 / 2) / \pi \times r^2;$$

$$r = 4,78 \text{ mm} \rightarrow d = 9,56 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm};$$

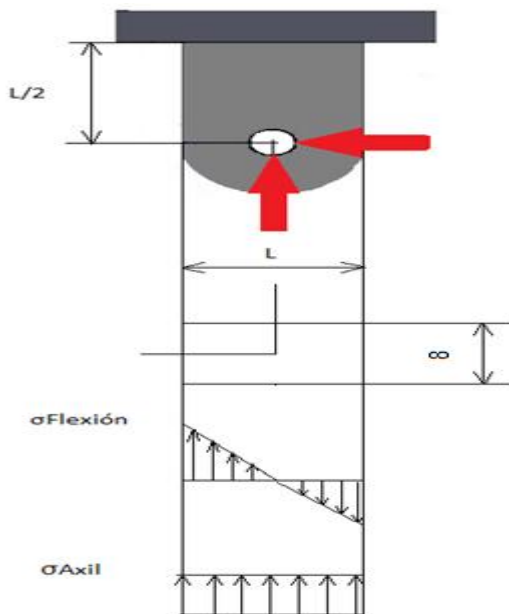
**Aplastamiento. (Pieza)**

$$C_s \cdot f = 4;$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_f / C_s = 620,4 / 4 = F / A = 11145,25 / 10 \times L ;$$

$$L = 7,18 \text{ mm} \rightarrow L = 8 \text{ mm};$$

### Flexión:



$$C_s = 4;$$

$$F_{HORIZONTAL} = 18108,6 / 2 = 9054,3 \text{ N};$$

$$F_{VERTICAL} = 12997,8 / 2 = 6498,9 \text{ N};$$

$$I = 1/12 \times 8 \times (L^3);$$

$$Y = L/2;$$

$$W = (8/6) \times (L^2);$$

$$A = (L) \times 8;$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_f / C_s = 620,4 / 4 = M_{máx} / w + N / A;$$



$$155,1 = \{(9054,3 \times L/2)/W\} + 6498,9/A = \frac{9054,3 \times L/2}{8/6 \times L^2} + \frac{6498,9}{8 \times L};$$

$$L = 27,128 \text{ mm} \approx 28 \text{ mm};$$

**Aplastamiento.** (Oreja del cilindro)

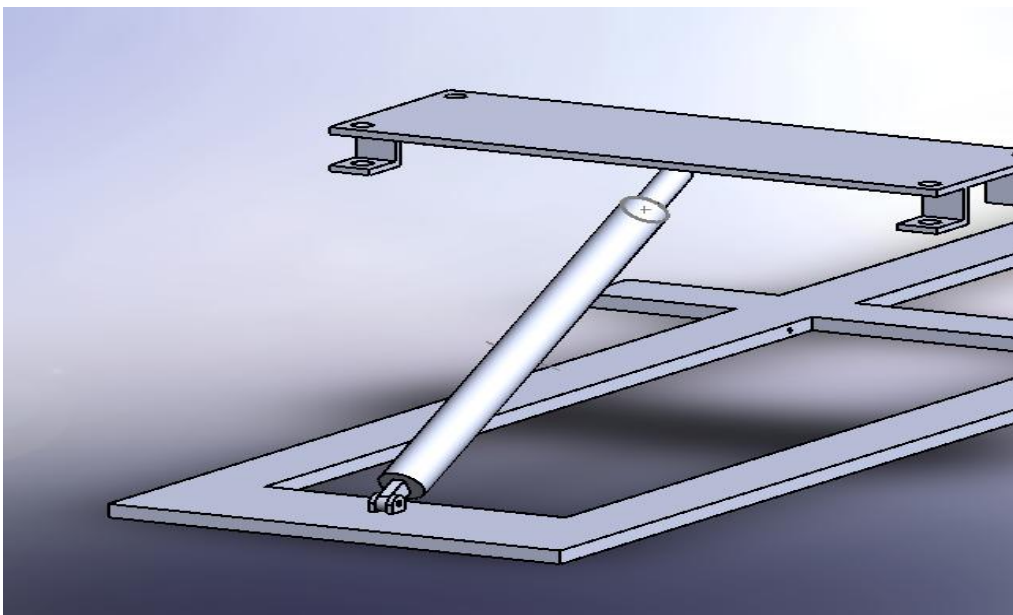
$$C_s = 4;$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_f / C_s = 620,4/4 = F/A = (22290,5)/10 \times e ;$$

$$e = 14,37 \rightarrow e = 15 \text{ mm};$$

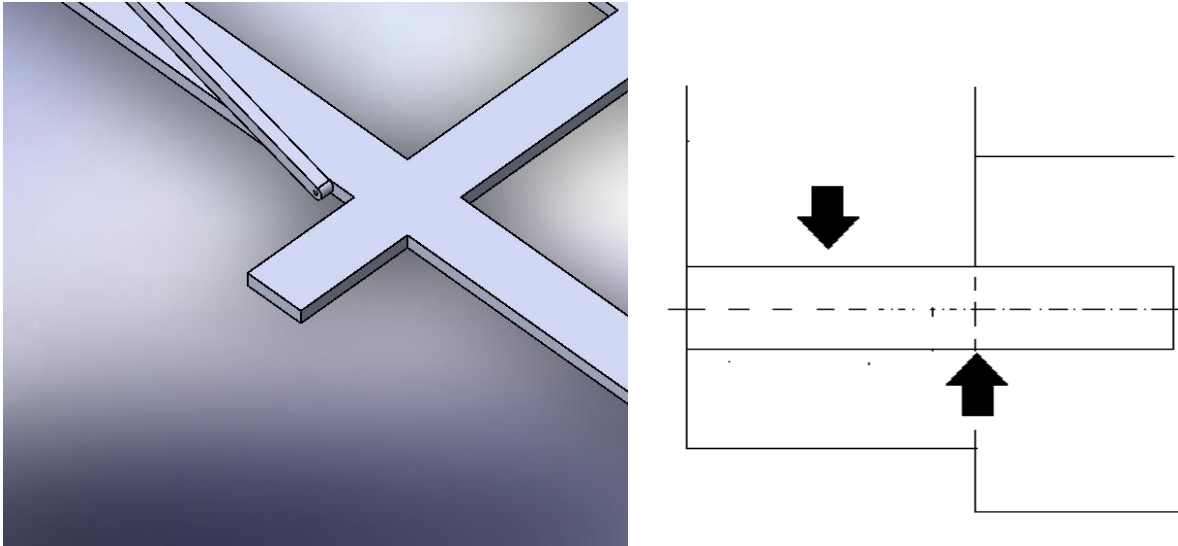
### 1.3.5.4. Unión pieza 5-6.

Este pasador se comporta igual que el pasador 2-7 el cálculo a cizalla será el mismo y la anchura de las orejetas para que el pasador no se aplaste o no fallen por flexión también será la misma.



### 1.3.5.5. Unión pieza 5-4.

Las medidas de la pieza número 4 han sido determinadas anteriormente, en este apartado realizamos el cálculo a cizalla en el bulón y por aplastamiento en la pieza, para ver cuál es el más desfavorable.



### Simple cortadura:

$$C_s.F=2;$$

$$\tau_{\max, \text{adm}} = \sigma_F / (2 \cdot C_s.F) = F/A = 155,1 \text{ N/mm}^2 = (4853) / \pi \times r^2;$$

$$r = 3,1567 \text{ mm} \rightarrow d = 6,323 \text{ mm} \approx 7 \text{ mm};$$

### Aplastamiento :(Pieza).

$$C_s.F=4;$$

$$\sigma_F / (C_s.F) = F/A = 4853 / (22 \times d);$$

$$d = 1,42 \text{ mm}$$

Se puede apreciar que en este caso el fallo se produce antes por cizalla del bulón que por aplastamiento de la pieza puesto que el diámetro necesario en el cálculo a aplastamiento es menor.

### 1.3.6. Incorporación del sistema de bloqueo.

Se vuelven a realizar los cálculos hechos para el modelo sin barra bloqueadora, sustituyendo el cilindro por esta.

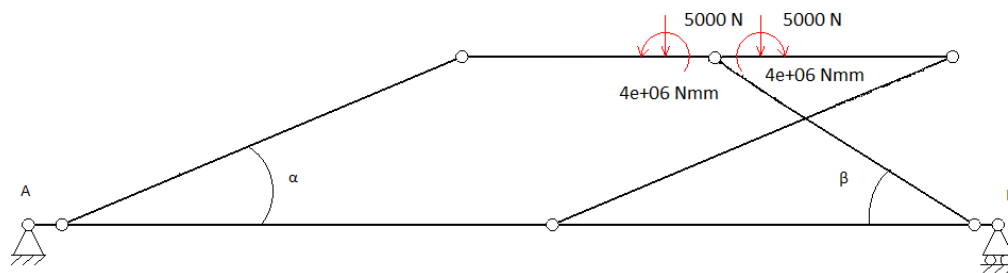
Estudiamos la posición inferior, puesto que hemos demostrado en el cálculo análogo, que es la situación más desfavorable.

Una vez hayamos obtenido las fuerzas que soportan los nuevos elementos incorporados, se procede al dimensionamiento o comprobación de estos.

### 1.3.6.1. Estudio de fuerzas en la posición inferior.

#### Equilibrio de fuerzas general.

Realizamos un equilibrio global de la estructura, haciendo sumatorio de momentos en 'z' y de fuerzas en el eje de la 'x' y de las 'y', con el fin de obtener las reacciones en los apoyos.



La situación de anclaje del cilindro a la pieza 5 (base), es diferente a la situación donde queda la barra bloqueadora, por consiguiente también cambian los valores de  $\alpha$  y  $\beta$  con respecto al mismo cálculo realizado para el modelo sin sistema bloqueante.

$$\alpha = 21.15^\circ;$$

$$\beta = 35.5^\circ;$$

$$M = 5000 \times 800 = 4000000 \text{ N} \times \text{mm};$$

$$F = 5000 \text{ N};$$

$$\sum F_x = 0;$$

$$R_A x=0;$$

$$\sum F_y=0;$$

$$R_A y + R_B y=10000;$$

$$\sum M_A=0;$$

$$R_B \times 2890 = 5000 \times 2017,6 + 5000 \times 2229,6;$$

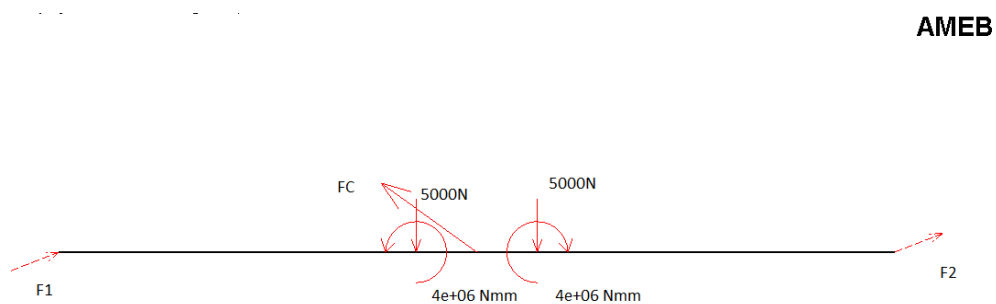
Obtenemos

$$R_B = 7348,9 \text{ N};$$

$$R_A = 2651,9 \text{ N};$$

### Equilibrio de fuerzas en la pieza 3.

Realizamos el equilibrio en la pieza 3 por separado.



$$\alpha=21.15^\circ;$$

$$\beta=35.5^\circ;$$

$$\sum F_x=0;$$

$$F1 \times (\cos \alpha) + F2 \times (\cos \alpha) = FC \times (\cos \beta); \text{ ecuac.1}$$

$$\sum F_y = 0;$$

$$F1 \times (\sin \alpha) + F2 \times (\sin \alpha) + FC \times (\sin \beta) = 10000; \text{ ecuac.2}$$

$$\sum M = 0;$$

$$F2 \times (\sin \alpha) \times 1462 + FC \times (\sin \beta) \times 731 = 5000 \times 625 + 5000 \times 837; \text{ ecuac.3}$$

Igualando expresiones hemos obtenido en el cálculo para el modelo sin barra bloqueadora, análogo a este, la fuerza que necesita hacer el cilindro.

$$FC = 10000 / (\tan(\alpha) \times \cos(\beta) + \sin(\beta)); \text{ ecuac.4}$$

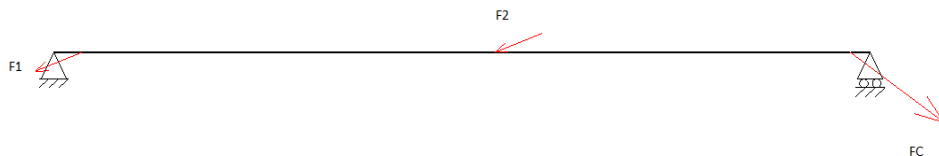
Si sustituimos los nuevos valores de  $\alpha$  y  $\beta$  en la **ecuac.4**, obtenemos:

$$F2 = F1 = 5112,5 \text{ N};$$

$$FC = 11436,74 \text{ N};$$

### Equilibrio de fuerzas en la pieza 5.

En este equilibrio comprobaremos si los valores de  $F1$ ,  $F2$  y  $FC$  obtenidos son correctos, despejando  $RA$  y  $RB$  y viendo que coinciden con los valores obtenidos en el equilibrio global.



$$\sum M = 0;$$

$$F_C \times \sin(\beta) \times 2820 + F_2 \times \sin(\alpha) \times 1562 + F_1 \times \sin(\alpha) \times 100 = R_B \times 2890;$$

Obtenemos:

$$R_A = 2651,9 \text{ N};$$

$$R_B = 7348,9 \text{ N};$$

Son los mismos resultados obtenidos en el equilibrio general luego, se cumple el equilibrio también para el caso de bloqueo.

### 1.3.6.2. Dimensionado.

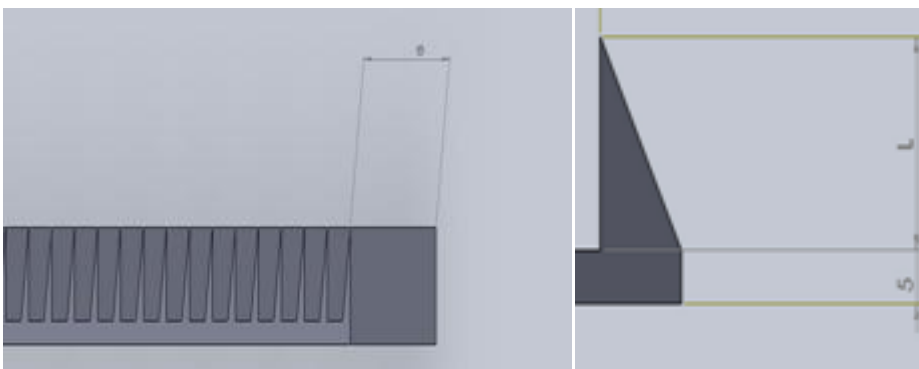
Dimensionamos en este apartado las piezas necesarias para establecer la seguridad por bloqueo, habiendo sido dimensionadas ya las piezas restantes, en apartados anteriores.

#### 1.3.6.2.1. Pieza 9.

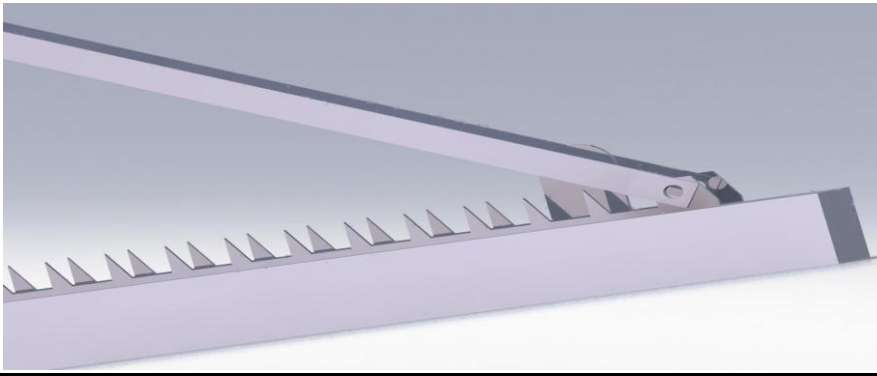
La cremallera está compuesta por una base de 5 mm de altura, sobre la que se levantan los dientes de la cremallera que se ocuparán de retener la barra bloqueadora.

Para dimensionar los dientes necesitamos, obtener dos medidas 'L' y 'e' que son las medidas acotadas en las imágenes inferiores. Obtenemos estas medidas con un cálculo a flexión.

Las fuerzas se suponen aplicadas en el centro de la cara de contacto del diente.

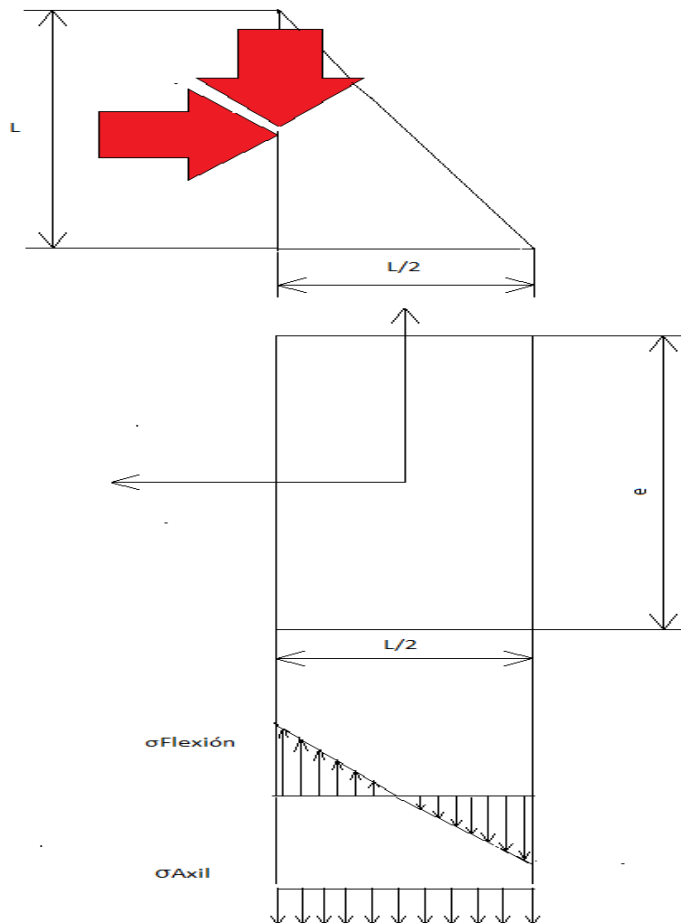


### Calculo a flexión.



$F_{\text{horizontal}}=9536\text{N};$

$F_{\text{vertical}}=6641,3\text{N};$



$C_s=4;$

$$I = (1/12) \times e \times \left(\frac{L}{2}\right)^3 = (L^3 \times e)/96;$$

$$Y = L/2;$$

$$W = (L^2 \times e)/24;$$

$$A = \frac{L}{2} \times e;$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_f / C_s = 620,4/4 = 155,1 \text{ N/mm}^2 = \{F_h \times (L/2)\} / W + (F_v / A);$$

$$155,1 \text{ N/mm}^2 = (F_h \times 12 / L \times e) + (F_v / A) = 114432 / L \times e + 6641,3 / \left(\frac{L}{2} \times e\right);$$

$$L \times e = 823,43 \text{ mm}^2;$$

A continuación elijo:

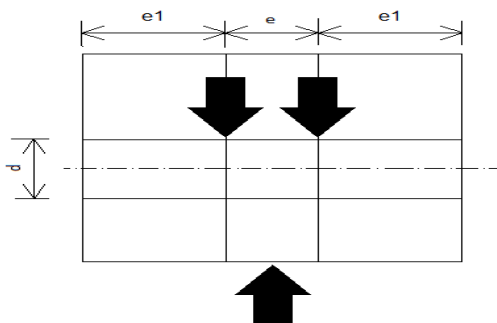
$$L = 20 \text{ mm};$$

Siendo  $L \times e = 823,43 \text{ mm}^2$ , despejo 'e';

$$e = 41,1 \approx 41 \text{ mm};$$

### 1.3.6.2.2. Oreja bloqueo, pieza 2.

Realizamos un cálculo análogo al realizado en el apartado 1.3.5.3 (Unión pieza 2-7). Primero hacemos un cálculo a cizalla del bulón luego calculamos la medida 'e' para que no se aplaste la oreja y con esta medida realizamos un cálculo a flexión de la orejeta perteneciente a la pieza 2 y por último calculamos 'e1' que es la anchura de la barra de bloqueo.



**Cizalla en el bulón.**





$$I=1/12 \times 10 \times L^3;$$

$$Y=L/2;$$

$$W= (10/6) \times L^2;$$

$$A= (L) \times 10;$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_f / C_s = 620,4/4 = M.máx/w + N/A;$$

$$155,1 = \{(9536,9 \times L/2)/W\} + 6641,3/A;$$

$$L=22,72\text{mm} \approx 23 \text{ mm};$$

**Aplastamiento.** (Barra bloqueadora)

$$C_s=4;$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_f / C_s = 620,4/4 = (11436,74/2)/8 \times e_1;$$

$$e_1=4,6 \approx e_1=5 \text{ mm};$$

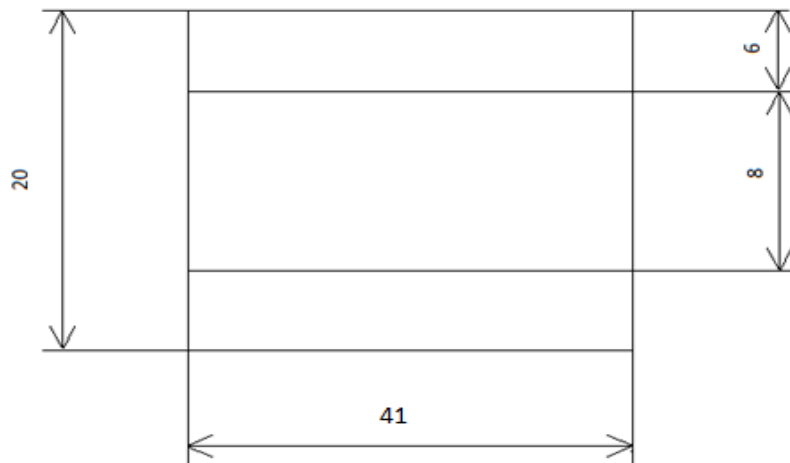
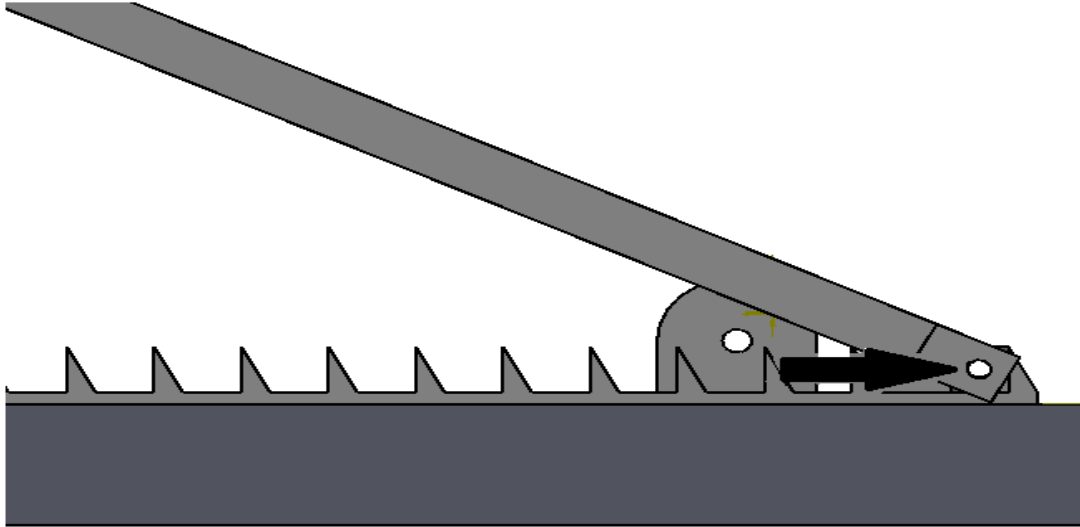
### 1.3.6.2.3. Pieza 10.

Las dimensiones de la pieza 10 coinciden con las de la pieza 9, puesto que una se encaja dentro de esta.

Las medidas ya están establecidas por lo tanto en este apartado nos dedicamos a hacer una comprobación.

**Aplastamiento.**

La fuerza entra con la dirección de la barra de bloqueo, en este estudio por ser una mera comprobación consideramos que la fuerza entra horizontalmente.



$$A=41 \times 8=328 \text{ mm}^2;$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \sigma_f / C_s = 620,4 / C_s = 11436,74 / 328 = 34,86 \text{ N/mm}^2;$$

$$C_s = 17,79;$$

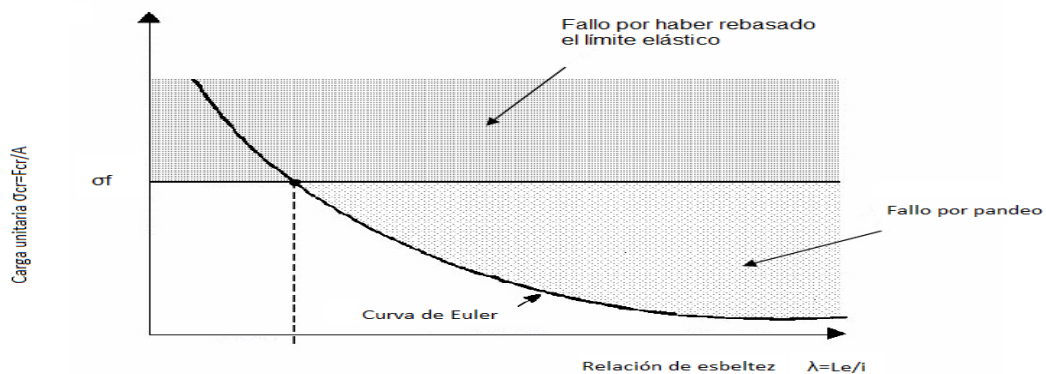
Correcto.

### 1.3.6.2.4. Pieza 8.

Una de las hipótesis descritas anteriormente hace referencia a esta pieza, es considerada una pieza que solo trabaja a compresión, por ser articulada en sus extremos y no tener ninguna carga aplicada directamente sobre ella.

En este tipo de elementos la falla no se produce ni por fluencia ni por deformación se produce por pandeo. A medida que se aumenta la carga sobre una columna se alcanza una carga crítica donde ocurre el equilibrio inestable, un pequeño desplazamiento puede causar un cambio catastrófico en la configuración de la misma y la columna no regresará a su configuración estable inicial.

Este esfuerzo crítico de pandeo es mucho menor que la resistencia a la fluencia del material, por ello el cálculo a pandeo es imprescindible en las piezas que trabajan de esta manera.



Tal como puede verse en el gráfico superior a partir de una esbeltez determinada, representada en línea discontinua, el cálculo a pandeo es más estricto que el cálculo en función del límite elástico.

### Cálculo a pandeo.



$i = \sqrt{I/A}$ : Radio de giro de la sección respecto al eje crítico (al ser sección cuadrada los dos ejes son críticos).

$L_e = \beta \times L$ : Longitud efectiva a pandeo.

$\beta$ : Coeficiente función de los apoyos en los extremos.

A priori no sabemos si es una columna larga o corta puesto que ello depende de la esbeltez de la pieza:

$$\lambda = l_e / i;$$

Como puede verse la esbeltez depende de las condiciones de apoyo y de las dimensiones de la pieza.

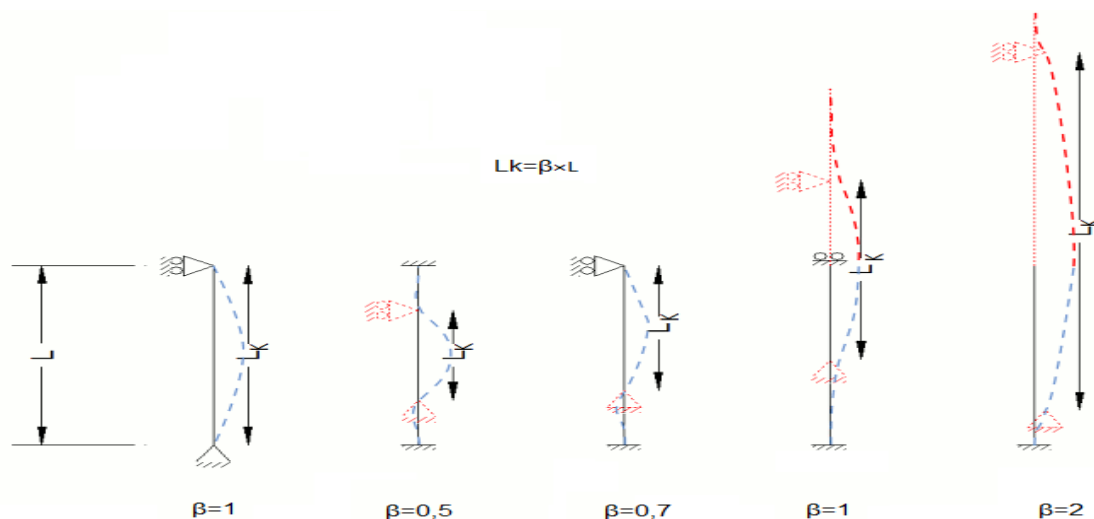
Inicialmente suponemos columna larga aplicamos Euler y si la comprobación no es correcta optaremos por el criterio de Johnson.

$F_{\text{Crítica}} = I \times \pi^2 \times E / L_e^2$ : La máxima carga que se puede aplicar para que no ocurra el equilibrio inestable.

$$C_s = 4;$$

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2;$$

$\beta$  es igual a 1, por corresponder la primer caso, biarticulado.



$$L_e = \beta \times L = 905,53 \times 1;$$

$$F_{\text{real}}=11436,74\text{N};$$

Aplicamos el coeficiente de seguridad a la fórmula de la fuerza crítica y despejamos la inercia para obtener las medidas buscadas.

$$I=F_{\text{real}} \times C_s \times l_e^2 / \pi^2 \times E=18117,12 \text{ mm}^4;$$

Supuesta la geometría del cuadrado.

$$I=18117,12 \text{ mm}^4 = (1/12) \times L^4;$$

$$L=21,59\text{mm} \rightarrow L=22 \text{ mm};$$

$$A=484 \text{ mm}^2;$$

$$i=\sqrt{\left(\frac{I}{A}\right)} = 6,35;$$

$$\lambda=L_e/i=142,603 > \lambda_{\text{lim}} = \sqrt{(2 \times \pi^2 \times E/\sigma_f)}=81,69 \rightarrow \text{CORRECTO};$$

$$L=22\text{mm};$$

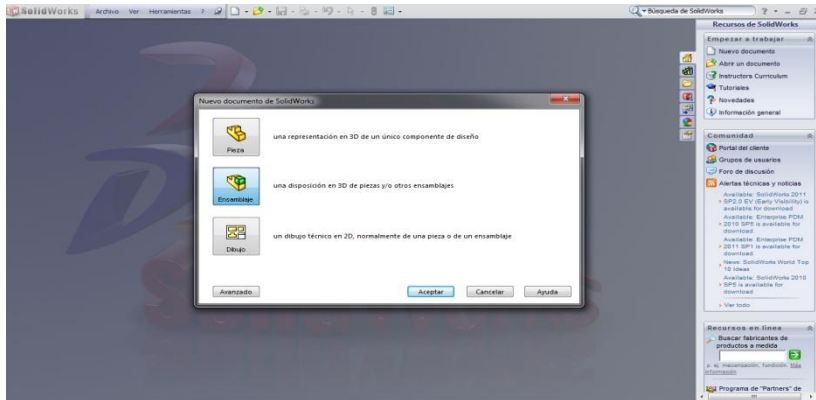
Finalmente la barra de bloqueo tendrá una sección cuadrada de lado 22 mm.

### 1.4. Ensamblaje.

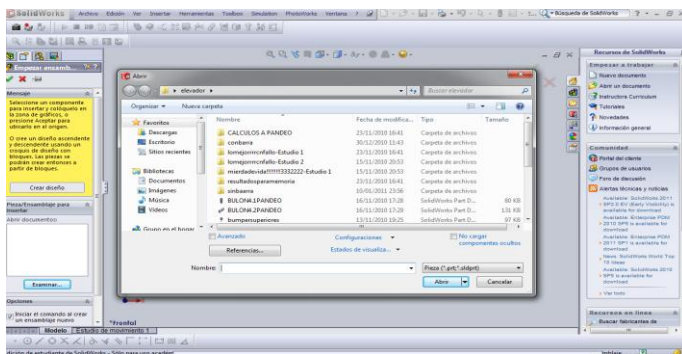
# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable


Después de haber realizado los estudios analíticos pasamos a la realización de los estudios mediante el software, lo primero que hay que hacer es realizar el ensamblaje de las distintas piezas.

Una vez realizadas las piezas, procedemos al ensamblaje de estas, abrimos un archivo nuevo, nos aparece la imagen de abajo y basta con seleccionar la opción del medio, ensamblaje.



En el PropertyManager nos dan la opción de crear un diseño o de abrir los archivos que contienen las piezas e insertarlas. Previamente he realizado el modelado de las piezas y procedo a insertar los componentes.




Una vez insertadas, se trata de unir las piezas mediante la opción relación de posición , esta opción nos permite relacionar las piezas entre sí de diferentes maneras.


Nos ha bastado con las relaciones de posición estándar para realizar el ensamblaje, pero también se pueden definir relaciones de posición mecánicas y relaciones de posición avanzadas.


## Relaciones de posición estándar


Todos los tipos de relaciones de posición se muestran siempre en el PropertyManager, pero sólo están disponibles las relaciones de posición que se pueden aplicar a las selecciones actuales.


 **Coincidente:** Sitúa las caras, aristas, y planos seleccionados para que compartan el mismo plano infinito. Sitúa dos vértices para que se toquen.


**Alinear ejes.** (Disponible al aplicar una relación de posición coincidente entre los orígenes y sistemas de coordenadas.) Restringe el componente completamente.


 **Paralelo:** Coloca los elementos seleccionados para que permanezca a distancia constante entre sí.


 **Perpendicular:** Sitúa los elementos seleccionados a un ángulo de 90° entre sí.

 **Tangente:** Sitúa los elementos seleccionados de manera tangente entre sí (al menos una selección debe ser una cara cilíndrica, cónica o esférica).

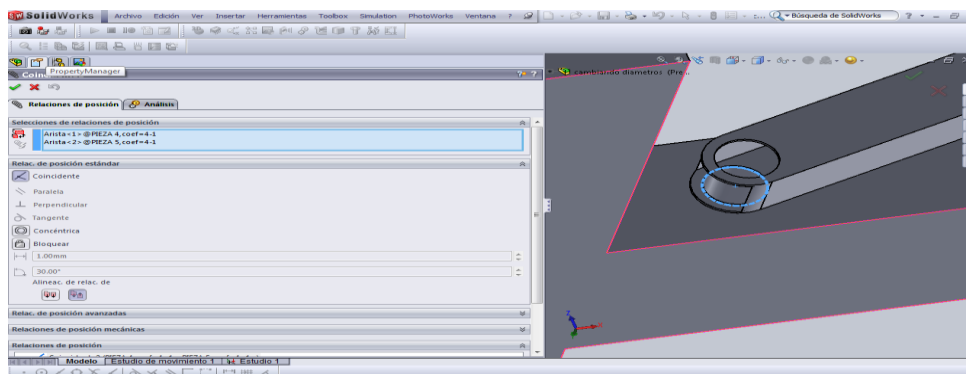
 **Concéntrica:** Sitúa las selecciones para que compartan la misma curva directriz.

 **Bloqueado:** Mantiene la posición y orientación entre dos componentes.

 **Distancia:** Sitúa los elementos seleccionados con una distancia especificada entre sí.

 **Ángulo:** Sitúa los elementos seleccionados a un ángulo especificado uno al otro.

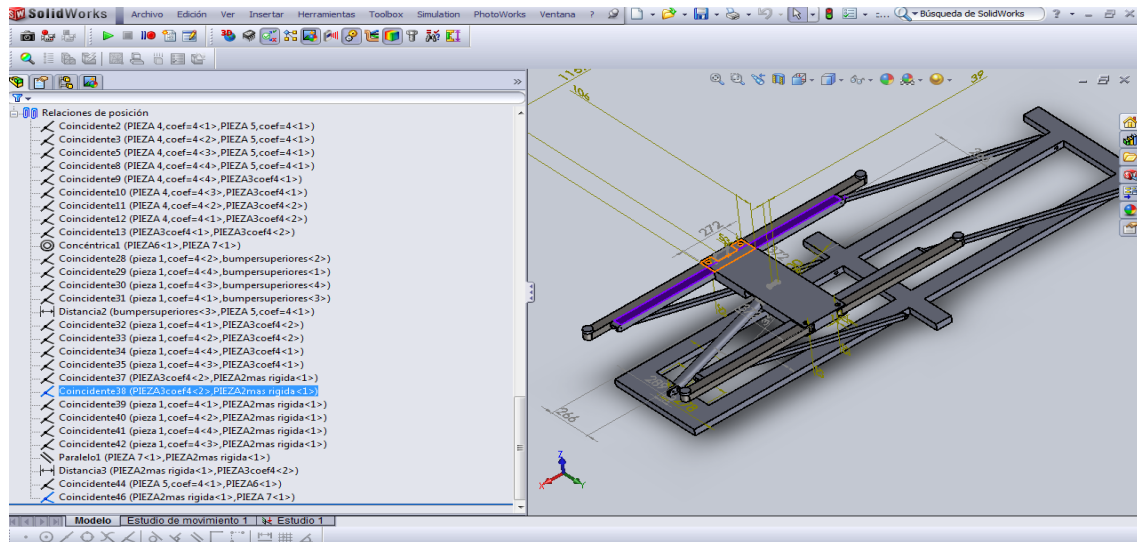
Dependiendo de la relación necesaria entre piezas elegiremos una u otra relación de posición, por ejemplo todas las piezas que en la realidad estén unidas mediante un pasador necesitan de una relación de posición de coincidencia, entre las aristas de los agujeros, que están en contacto.



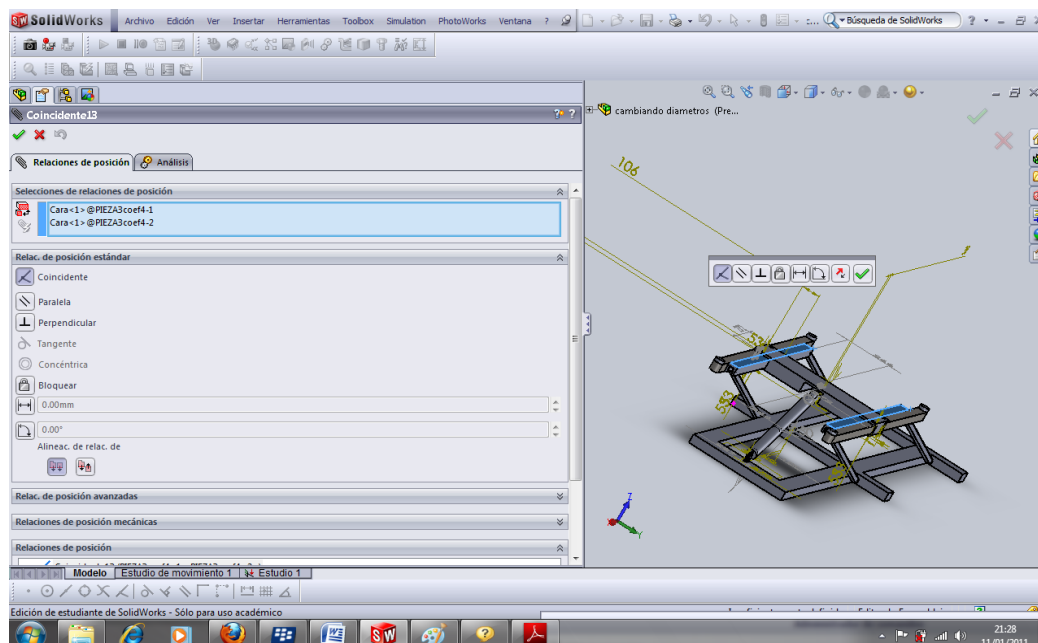


# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable

Definimos también relaciones de coincidencia entre piezas que en la realidad van a tener caras en contacto, estas caras en contacto tienen que tener un plano coincidente para ambas piezas, es el caso de la imagen que podemos observar abajo.

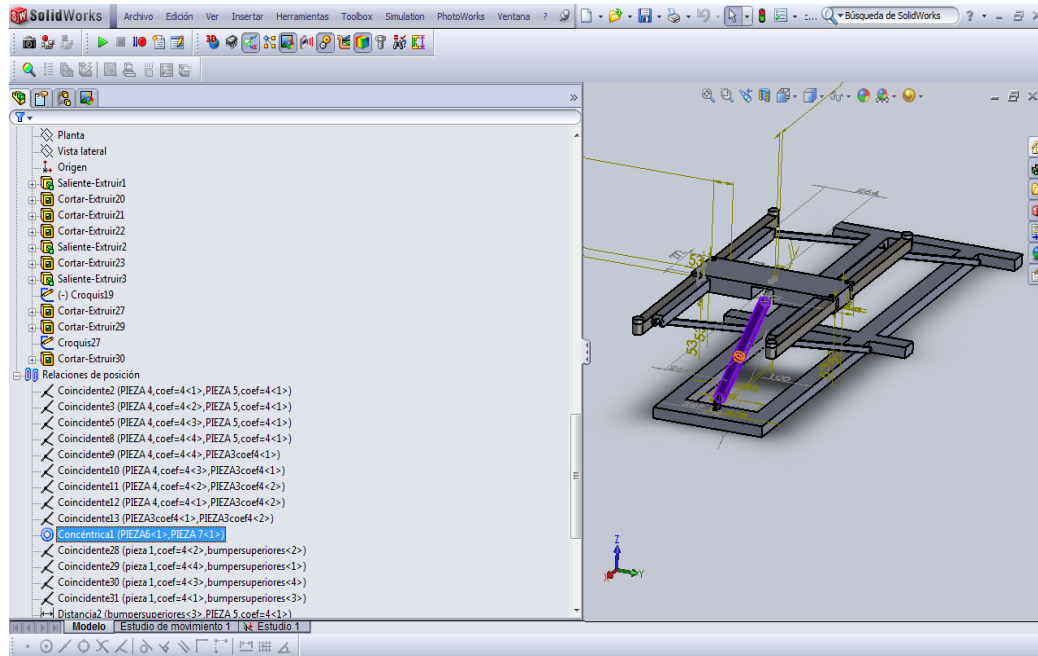


En el caso de la relación que tienen las piezas número 3 entre sí, definimos la relación de coincidencia de las caras sobre las que va apoyada la pieza número 2, para asegurarse que se mueven en un único plano.



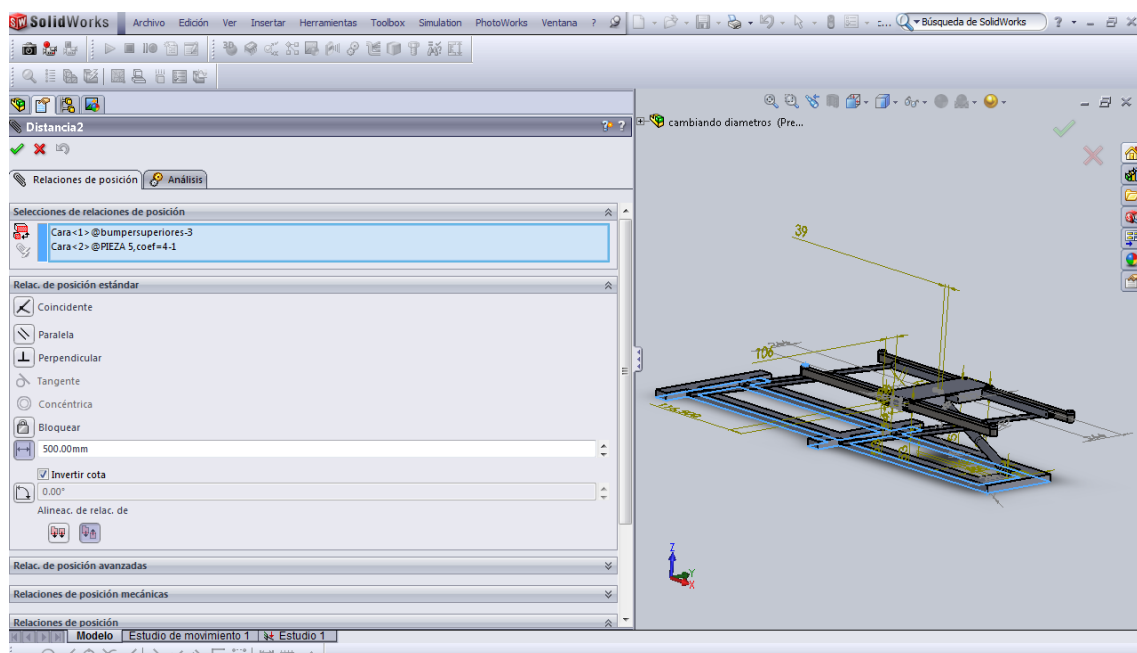
# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable

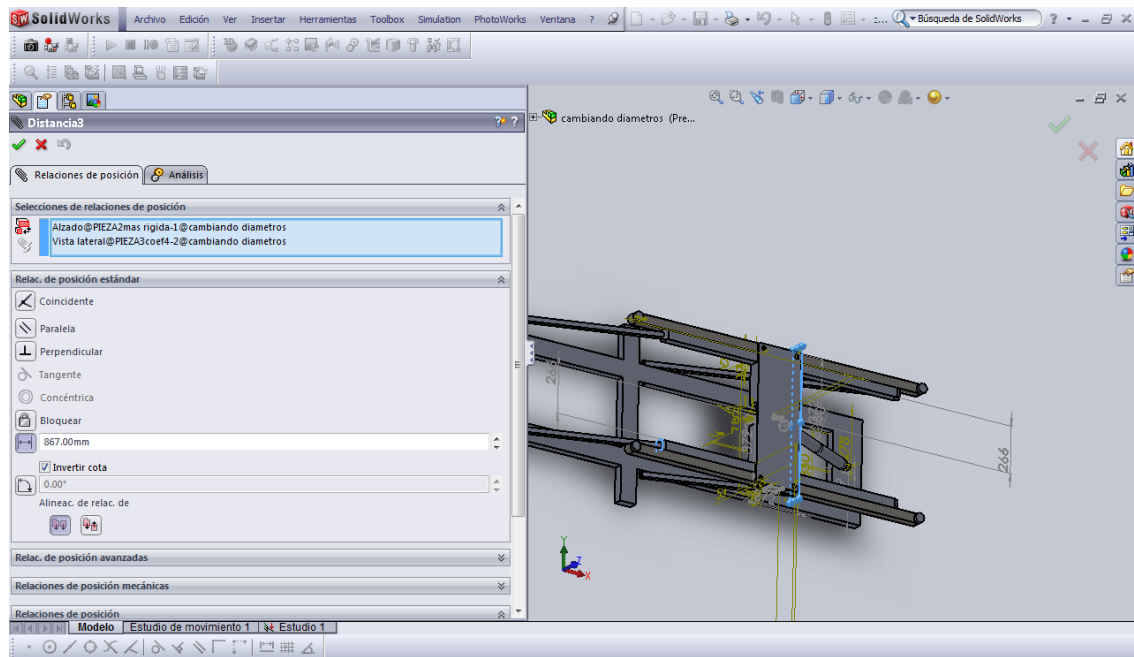
Utilizamos la relación de posición concéntrica para definir el comportamiento que tiene el pistón respecto al cilindro o viceversa.



La relación de posición de distancia es utilizada solo dos veces en el ensamblaje de este modelo, una vez para fijar la distancia entre el suelo y los puntos de apoyo del coche, es decir para definir la posición inferior y la otra para centrar la pieza número dos a lo largo de la pieza número 3.

Las imágenes muestran respectivamente las relaciones de distancia, comentadas anteriormente:





Cuando definimos las relaciones de posición nos pueden aparecer varios errores el más común es que nos muestren un mensaje diciendo que las relaciones de posición definen en exceso el ensamblaje, es decir son redundantes o que muestren que la relación de posición actual entra en conflicto con otras relaciones ya definidas. Un ejemplo de relaciones que entran en conflicto sería definir dos caras como coincidentes y después intentar definir una relación de perpendicularidad entre esas caras. Cuando aparecen estos problemas hay que eliminar o editar la relación que produce el problema, lo mejor es solucionar los problemas cuando se produzcan y no esperar a más tarde. Cuando haya relaciones de posición en conflicto, una solución consiste en suprimir las relaciones de posición que definen en exceso una a una hasta que el ensamblaje deje de estar definido en exceso. Esto ayuda a identificar la causa del conflicto.

## 1.5. Simulación y análisis de movimiento.

Mediante el SolidWorks Motion podemos realizar un análisis de movimiento del elevador si clicamos con el botón derecho en el estudio estático y en **'crear un nuevo estudio de movimiento'**.

El análisis nos permitirá comprobar que está bien hecho el cálculo previo en el que hemos obtenido la fuerza necesaria del cilindro. Además el SolidWorks Motion nos permite realizar videos del elevador en el proceso de ascensión.

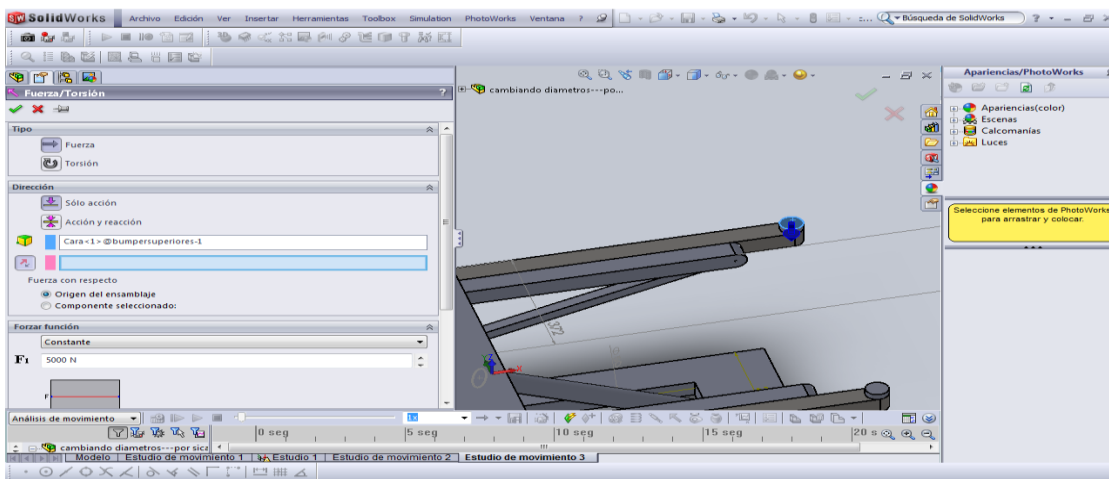
Para que el ensamblaje pueda moverse desde la posición inferior hasta la superior es necesario suprimir la relación de posición que mantenía los apoyos a 500 mm del suelo. Una vez desactivadas las relaciones de posición que restringen el movimiento del elevador, procedemos a realizar la simulación.

# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable


A continuación se muestran los pasos a seguir para definir el análisis:

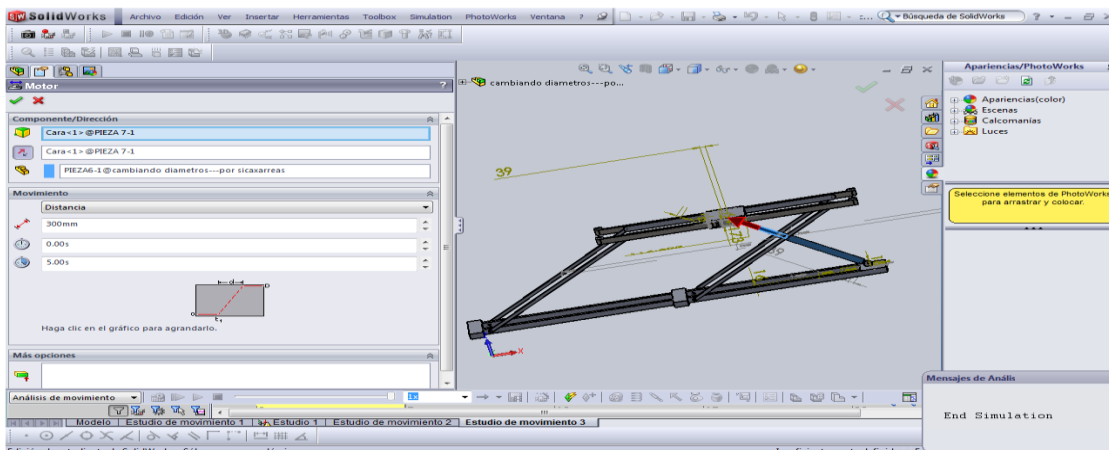
## APLICACIÓN DE LAS CARGAS:


Elegimos en '**tipo**' la opción '**fuerza**' y en '**dirección**' clicamos en '**solo acción**', después procedemos a seleccionar la cara donde debe ir aplicada la fuerza y por último en '**forzar función**' seleccionamos '**constante**' y ponemos la magnitud de la carga aplicada. Esta operación ha de repetirse en los cuatro apoyos.




## DEFINICIÓN DEL MOTOR:


Para abrir el PropertyManager '**Motor**', seleccione  en la barra de herramientas del MotionManager.




Seleccione en '**Tipo de motor**', '**Motor lineal (actuador)**'  a continuación en '**Componente/Dirección**' nos da varias opciones para simular el tipo de movimiento entre todas ellas está la de distancia, que es la que hemos definido puesto que queremos que el pistón se

desplace una distancia determinada con respecto al cilindro y así ver como varia la fuerza aplicada por el cilindro en la ascensión del elevador, también podemos establecer el tiempo de ascensión.

En 'ubicación del motor' , seleccionamos el vástago, que es la parte que transfiere la fuerza, del actuador a la pieza número 2.

En 'Mover componente con respecto a' , seleccionamos el cilindro, esta opción es necesaria puesto que hace que la orientación de la fuerza varíe a la par que varia la orientación del cilindro.

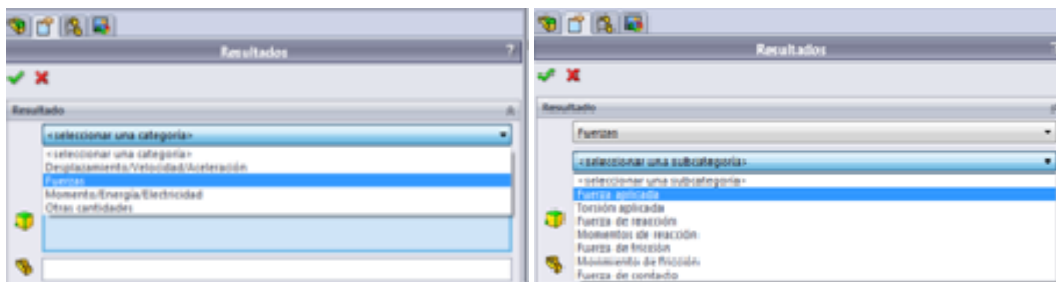
### RESULTADOS Y TRAZADOS:

Esta opción nos permite calcular resultados y crear gráficos .

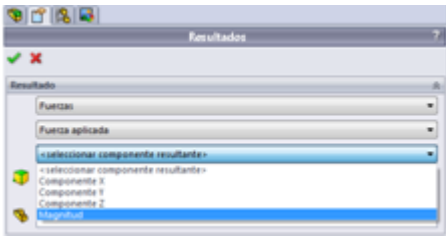
Con la realización del análisis de movimiento lo que queremos comprobar es lo calculado en los estudios previos, es decir comprobar la fuerza real que hace el actuador para mantener el coche en el inicio de la elevación y ver en qué punto de la elevación el sistema requiere más fuerza en el pistón. Mediante la opción de calcular resultados y crear gráficos podemos corroborar lo obtenido en los cálculos analíticos.


A continuación se muestran los pasos a seguir:

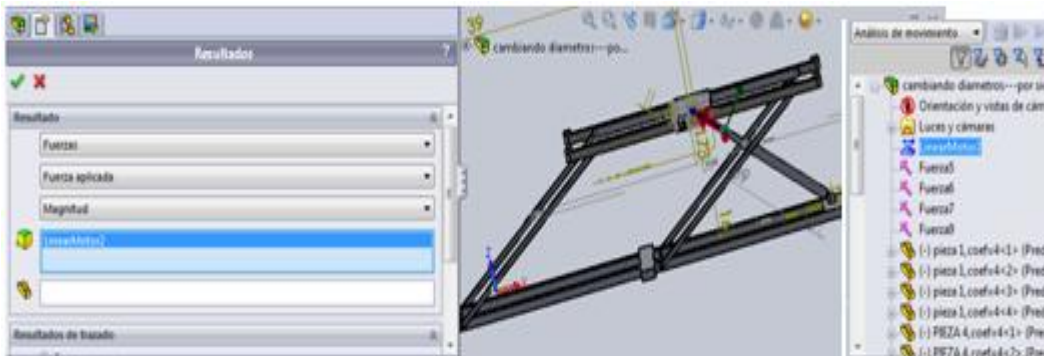
Nos dan a elegir entre una categoría y una subcategoría, en la primera categoría elegimos '**Fuerzas**' y en la subcarpeta elegimos '**Fuerza aplicada**' a continuación se muestran las ventanas del PropertyManager.




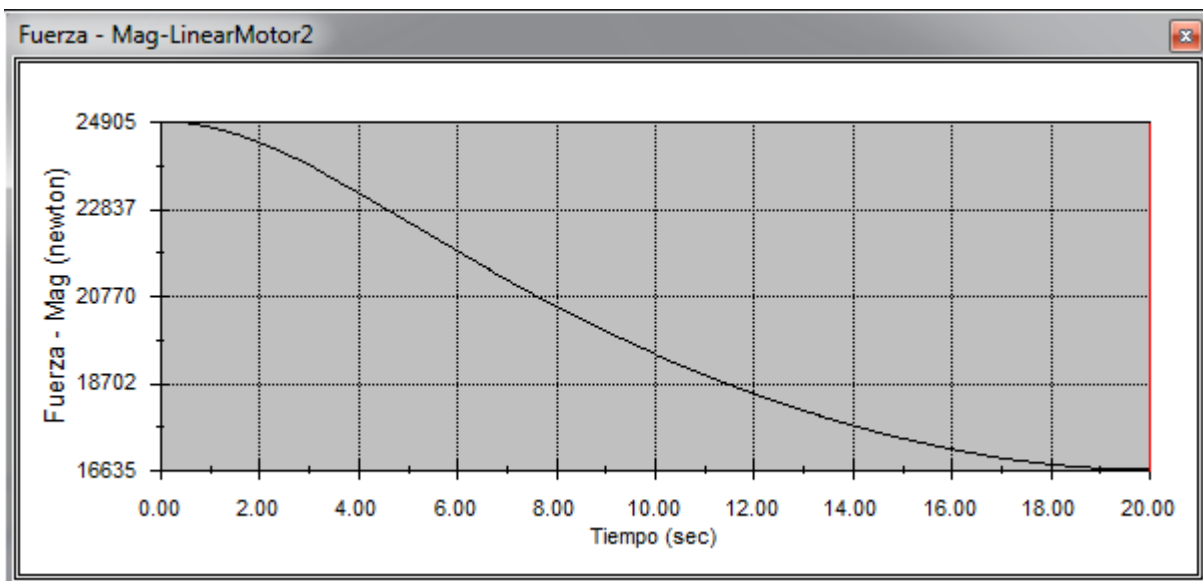
Solo nos interesa la magnitud de la fuerza del cilindro y no las componentes de esta en los distintos ejes, por eso selecciono **Magnitud**, tal como se muestra en la siguiente imagen.



Por último en 'Entidades para medir' , selecciono LinearMotor2.



Una vez definido el análisis de movimiento seleccionamos **calcular**  y aparecerá el gráfico que abajo se muestra, tal como hemos definido, representa la fuerza del motor a lo largo del tiempo de ascensión.



Si observamos el gráfico llegamos a la misma conclusión alcanzada en el estudio previo, la situación en la que el cilindro realiza más fuerza es la inicial, es decir en la posición inferior.

El valor calculado en el estudio previo y el obtenido mediante la herramienta de trabajo SolidWorks Motion no difiere mucho, 22290,5 N es el valor obtenido previamente y mediante ordenador 24905 N.

Las diferencias en estos resultados pueden deberse a la variación del ángulo de aplicación de la fuerza, supuesto en el cálculo analítico con respecto al ángulo real que forma el actuador con el suelo. El cálculo previo de la fuerza del cilindro se realiza considerando los elementos del elevador como barras y el cálculo que realiza el programa se realiza con las piezas ya dimensionadas, con lo que el ángulo real que forma la base con el cilindro cambia.

### 1.6. Estudios.

El programa SolidWorks utiliza el método de los Elementos Finitos (MEF) para realizar los diversos estudios que ofrece, es un método numérico empleado en la resolución de ecuaciones diferenciales que se basa en dividir el cuerpo o geometría a validar, en múltiples partes de pequeño tamaño denominadas “Elementos” y estos elementos comparten entre ellos puntos comunes de intersección denominados “Nodos”.

El proceso de dividir el cuerpo en múltiples partes diferenciales, es lo que se denomina el mallado, el SolidWorks plantea ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento de cada uno de los elementos de la malla que envuelve a la máquina, teniendo en cuenta su conectividad con los demás elementos a través de los nodos y define los desplazamientos de cada uno de los nodos en función de las cargas externas, las restricciones de movimiento definidas por sujeciones y conexiones y las propiedades mecánicas del material empleado. El desplazamiento de cada uno de los nodos permite al programa calcular las deformaciones unitarias en las diferentes direcciones y las tensiones resultantes así como la distribución de factores de seguridad.

El programa ofrece diversidad de estudios basados en el MEF:

 **Estático**

 **Frecuencia**

 **Pandeo**



**Térmico**



**Caída**



**Fatiga**



**No lineal**



**Dinámica lineal**




**Diseño de recipiente a presión**

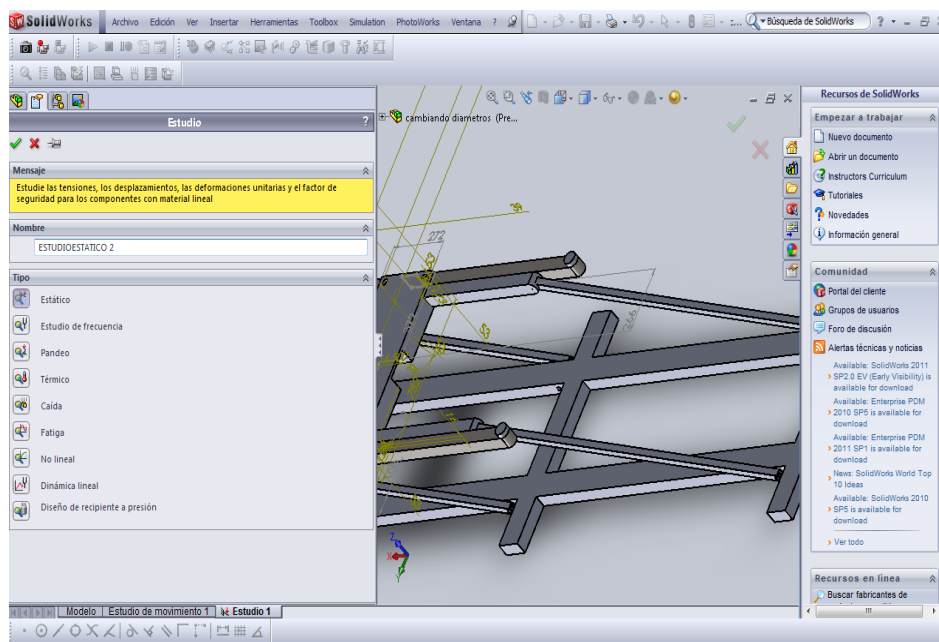
### 1.6.1. Estudios estáticos.

Para completar el estudio estático y que así el programa pueda formular las ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento de nuestra máquina, hay que rellenar cinco carpetas que aparecen por defecto al iniciar el estudio:

- Piezas.
- Conexiones.
- Sujeciones.
- Cargas externas.
- Malla.

En la barra de herramientas podemos encontrar la pestaña simulation, si clicamos se despliegan varias opciones elegimos la opción estudio .






En el PropertyManager, en **Nombre**, podemos poner el nombre que queramos para nuestro estudio.

El programa nos permite seleccionar en **Tipo de análisis**, distintos tipos de estudio (En este apartado realizamos solo, el estudio estático):




**Estático.**

Nos interesa hacer un estudio estático de la máquina para ver las tensiones, desplazamientos, factor de seguridad, comprobación de pasadores y así corroborar los resultados obtenidos analíticamente, una vez seleccionado este tipo de estudio clicamos en .

A continuación nos aparece en la parte inferior una nueva pestaña con el nombre que hayamos puesto al estudio, si nos metemos en esta ventana, se observa que en el featureManager están puestas todas las carpetas que hay que rellenar para completar el estudio.



Al iniciar el estudio y empezar a rellenar las distintas carpetas puede observarse una dentro de conexiones llamada **'contacto entre componentes'**  el programa preddefine un contacto entre componentes del tipo contacto global (unión rígida) está opción simula que todo el contacto que halla entre componentes será una soldadura, no es esto lo que queremos simular, así que lo eliminamos (clic botón derecho - eliminar).

## 1.6.1.1. Suposiciones del análisis estático lineal.

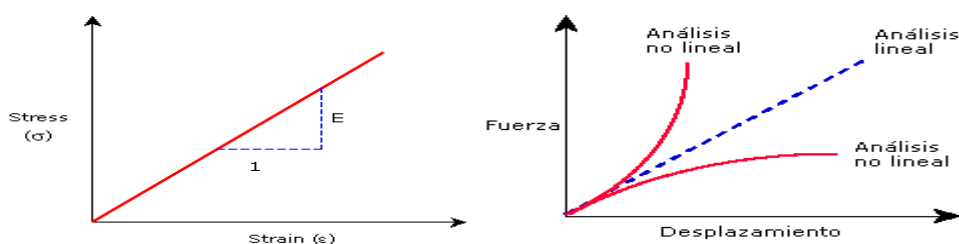
El análisis estático lineal realiza la suposición de linealidad, la suposición de elasticidad y la suposición estática.

Los resultados de la simulación no son válidos si no se cumplen estas suposiciones.

### Suposición de linealidad

La respuesta inducida es directamente proporcional a las cargas aplicadas. Por ejemplo, si aumenta al doble la magnitud de las cargas, la respuesta del modelo (desplazamientos, tensiones y deformaciones unitarias) aumenta al doble. Puede realizar la suposición de linealidad si se cumplen las siguientes condiciones:

- El esfuerzo más alto calculado se encuentra en el intervalo lineal de la curva tensión-deformación unitaria, que se caracteriza por una línea recta que empieza en el origen.



- El desplazamiento máximo calculado es considerablemente inferior a la cota característica de la pieza. Por ejemplo, el desplazamiento máximo de una chapa debe ser considerablemente inferior a su espesor y el desplazamiento máximo de una viga debe ser considerablemente inferior a la cota más pequeña de su sección transversal.

## Suposición de elasticidad

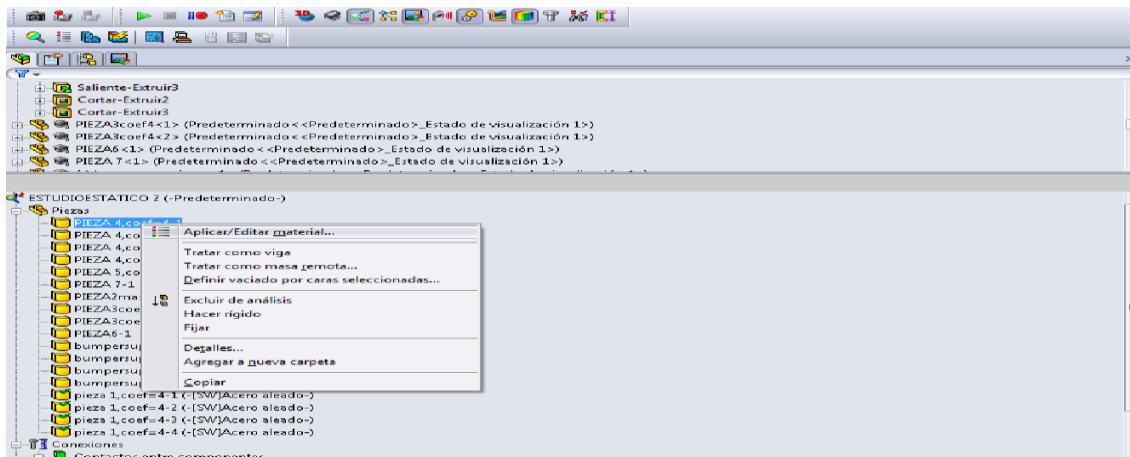
La pieza vuelve a su forma original si se eliminan las cargas (no hay deformación permanente).

## Suposición estática

Las cargas se aplican lenta y gradualmente hasta que alcanzan sus magnitudes completas. Las cargas que se aplican repentinamente causan desplazamientos, deformaciones unitarias y tensiones adicionales.

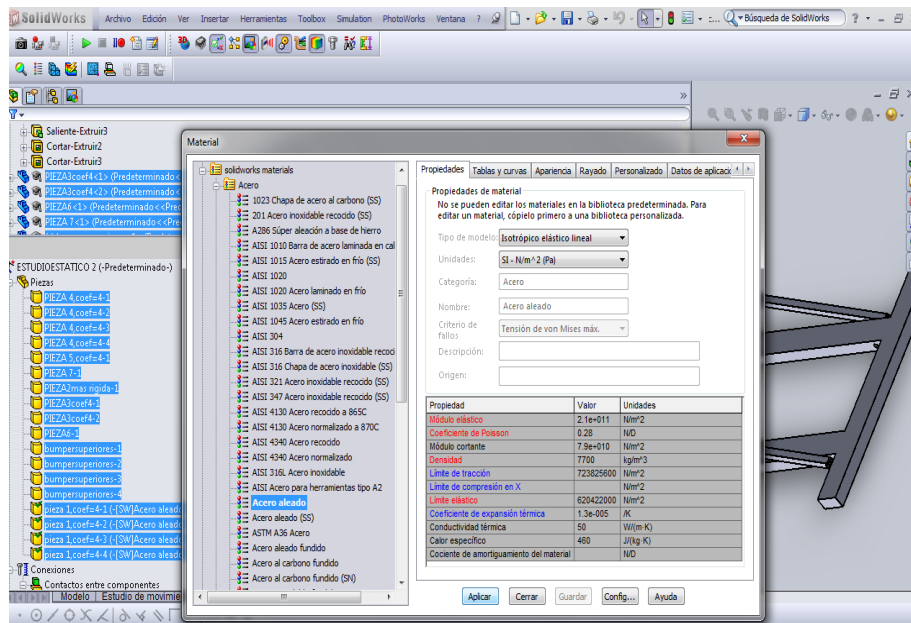
### 1.6.1.2. Material:

La primera carpeta contiene las piezas a las cuales habrá que definirle el material.



Clicamos con el botón derecho del ratón encima de las piezas, se nos despliega un panel elegimos **Aplicar/Editar material...**

Puesto que utilizamos el mismo material para todos los elementos, para ahorrar tiempo seleccionamos todas las piezas y editamos el material, para nuestra máquina seleccionamos acero aleado, clicamos Aplicar y luego cerrar.

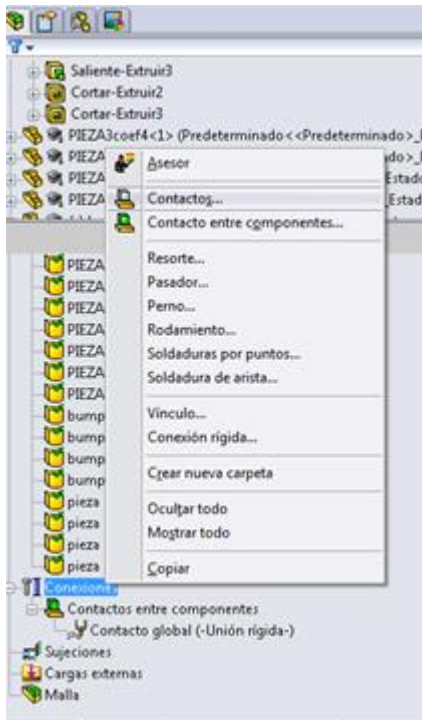


## 1.6.1.3. Conexiones.

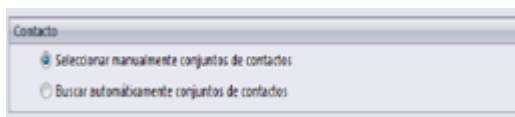
A la hora de establecer las distintas conexiones entre la maquina, el programa nos ofrece varias alternativas como por ejemplo la definición de resortes, rodamientos, pasador, perno etc. Para definir las conexiones del elevador nos basta con definir contactos y pasadores, dentro de los contactos diferenciaremos entre contacto sin penetración y de unión rígida.

### 1.6.1.3.1. Contactos.

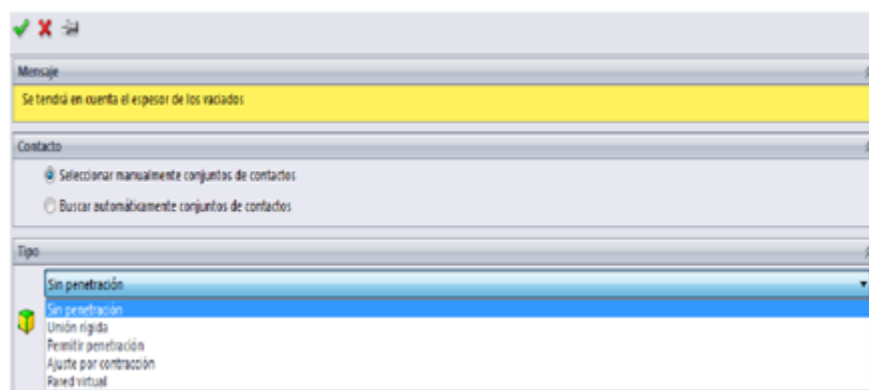
La siguiente carpeta que hay que editar, se llama conexiones, clicamos con el botón derecho y seleccionamos **Contactos**.



En contacto nos dan a elegir entre **‘Seleccionar manualmente conjuntos de contactos’** para seleccionar pares de caras que cumplan los criterios especificados y crear grupos de contactos o **‘Buscar automáticamente conjuntos de contactos’** podemos utilizar la herramienta de detección automática para buscar contactos para caras que se estén tocando o no, dentro de una distancia definida, esta opción hace que al solver le cueste más tiempo ejecutar los resultados por esta razón en este ensamblaje he definido todos los contactos manualmente.



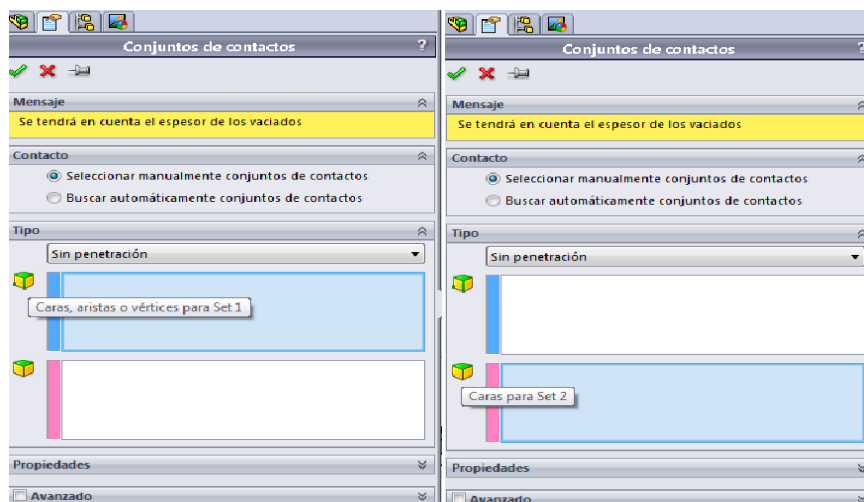
Tal como he comentado antes definiremos dos tipos de contacto, de unión rígida que simula la soldadura y de unión sin penetración, aunque el programa nos ofrece 5 tipos de contactos distintos:



A continuación se describe en qué consiste cada tipo de contacto de forma breve:

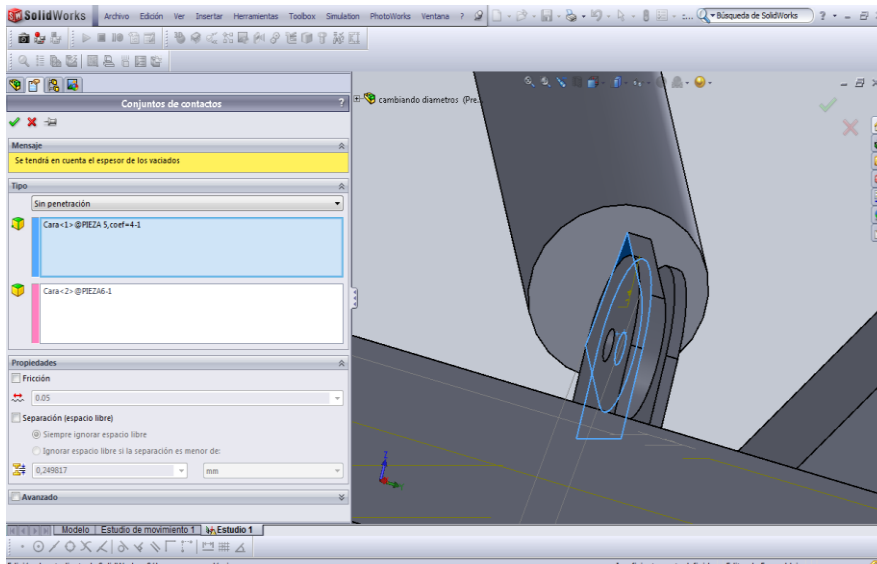
- **Sin penetración:** Este tipo de contacto impide la interferencia entre las caras seleccionadas, pero permite la formación de separaciones. Ésta es la opción que demora más tiempo en solucionarse.
- **Unión rígida:** Este tipo de contacto impide la interferencia entre las entidades seleccionadas e impide la formación de separaciones entre ellas, a efectos prácticos simularía una soldadura.
- **Permitir penetración:** Esta opción nos permite ahorrar tiempo de ejecución del solver, no es que queramos que se produzca penetración entre las distintas piezas, si no que cuando las cargas no producen interferencia entre las piezas y esto lo podemos comprobar trazando la deformada con un factor de escala de 1, esta opción nos permite ahorrar tiempo en la solución.
- **Ajuste por contracción:** Este tipo de contacto se define para uniones a presión en las que las piezas interiores tengan una sobre medida respecto a las exteriores.
- **Pared virtual:** Este tipo de contacto define el contacto entre las entidades seleccionadas y una pared virtual definida por un plano de destino. El plano de destino puede ser rígido o flexible y se puede definir el rozamiento entre las entidades y el plano de destino.

Si observamos la imagen inferior en 'Tipo' al margen del tipo de unión que elijamos, tenemos dos cuadrados, el primero, el programa lo define como **Set 1** y el segundo **Set 2**, cada uno de estos recuadros son clicados justo antes de seleccionar la arista, cara o vértice de la pieza correspondiente a la que se le va a definir el contacto.



## Unión sin penetración:

Se define en todas las caras en contacto. Ejemplo:



## Unión rígida:

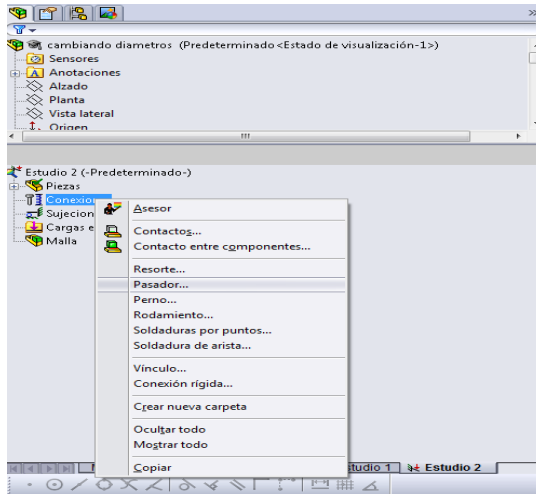
Se utilizan dos uniones de este tipo, una para simular la soldadura de las piezas número 3 con la pieza número 2 y otra para unir pistón y cilindro puesto que si no se realiza esta última operación las cargas que llegan al pistón no son transferidas al cilindro y por consiguiente a las piezas que vienen después.



También se utiliza la unión rígida, para unir la cremallera de bloqueo a la pieza 5.

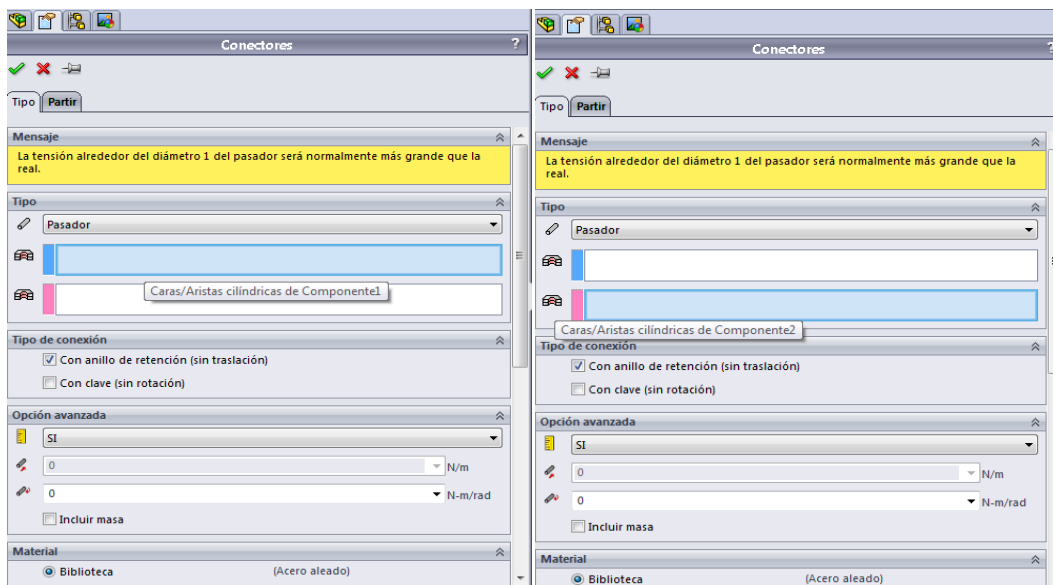
## 1.6.1.3.2. Pasadores.

En conexiones aparte de definir el contacto entre las caras de los distintos componentes, tenemos que definir el contacto que producen los pasadores, así que volvemos a clicar con el botón derecho en conexiones pero esta vez seleccionamos pasador.



Un conector es un mecanismo que define, como una entidad (vértice, arista, cara) está conectada a otra o a tierra. Su utilización simplifica el modelado porque, en muchos casos, se puede simular el comportamiento deseado sin tener que crear geometría detallada o definir condiciones de contacto.

De todos estos tipos de conectores en este modelo solo hemos utilizado el tipo **'pasador'**.



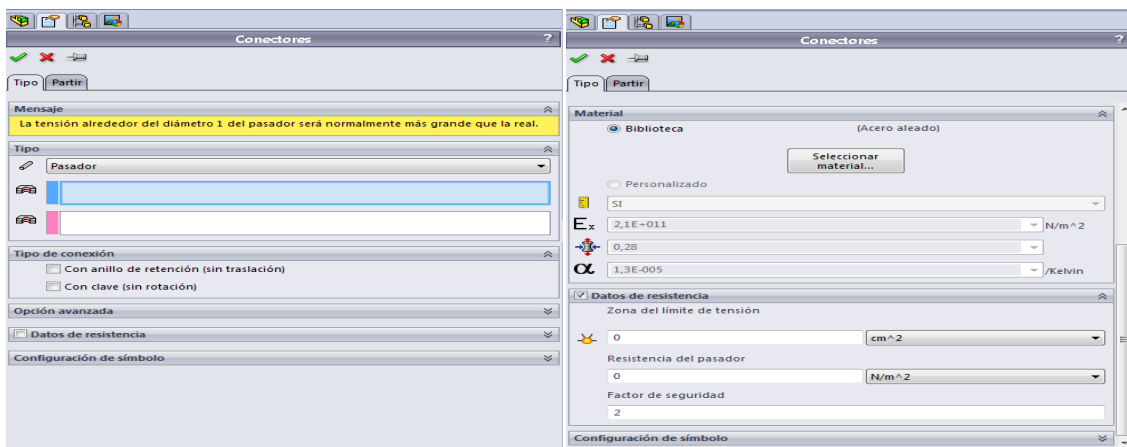


# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable

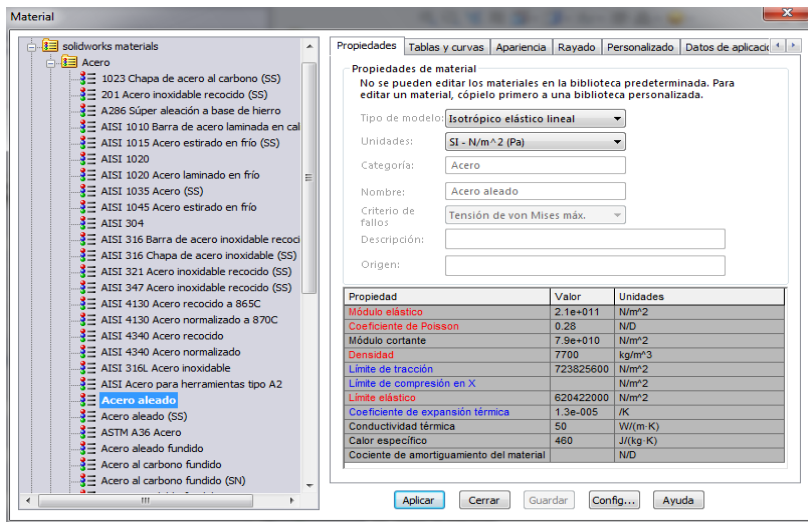
Al igual que en la definición de los conjuntos de contactos, tenemos dos recuadros para cada componente, hay que clicar estos recuadros antes de seleccionar la cara cilíndrica de cada uno de los componentes.

En **‘tipo de conexión’** hay que desactivar la opción **‘con anillo de retención (sin traslación)’** porque si no, los pasadores se ven expuestos a esfuerzos axiales.

Hay que definir el material del pasador, por lo tanto clicamos en **‘Datos de resistencia’** y nos parecerá la imagen de la derecha, clicamos en **‘Seleccionar material’**...

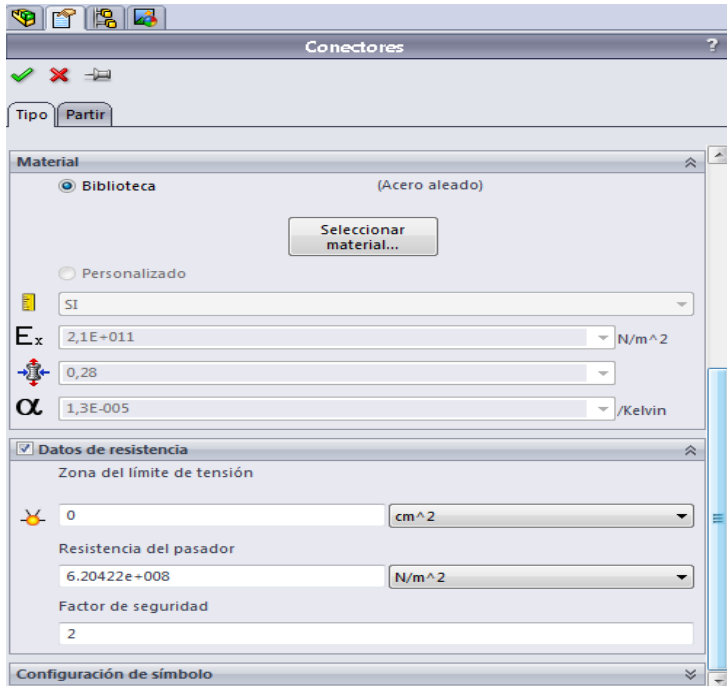



Repetimos la acción de editar el material para los pasadores, al igual que hemos hecho en la definición de el material de las piezas, aplicar – cerrar



Una vez haya sido aplicado el material en datos de resistencia, automáticamente se nos rellena la casilla de resistencia del pasador con el valor correspondiente, para definir por completo el pasador nos queda poner el área en **‘Zona del límite de tensión’** (Área del pasador) y en **‘Factor de**

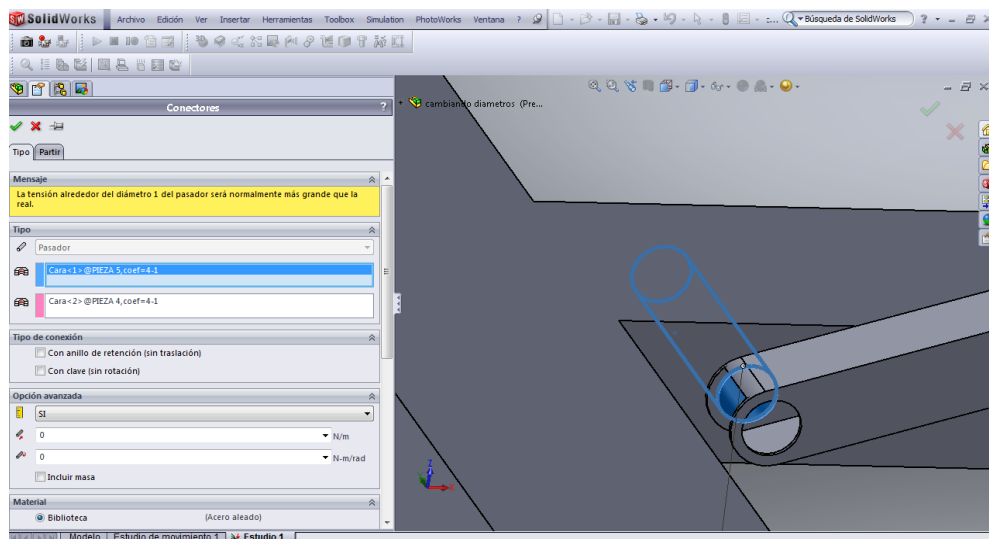
**seguridad'** poner el factor de seguridad deseado, para la máquina hemos considerado todos los pasadores con un factor de 2.



Por último clic en .

Todas las piezas que estén unidas mediante pasador necesitan ser definidas, seleccionamos las caras con las cuales el pasador entra en contacto en la realidad.

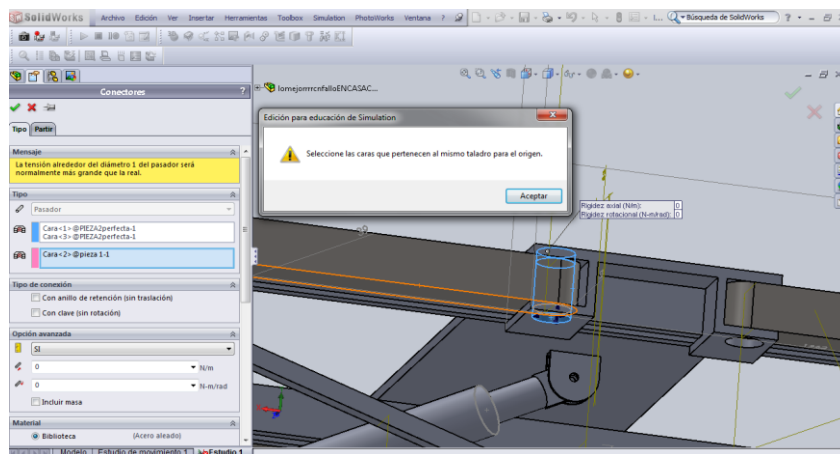
En la imagen de abajo se puede observar las caras seleccionadas, en este caso el pasador trabaja a simple cortadura.



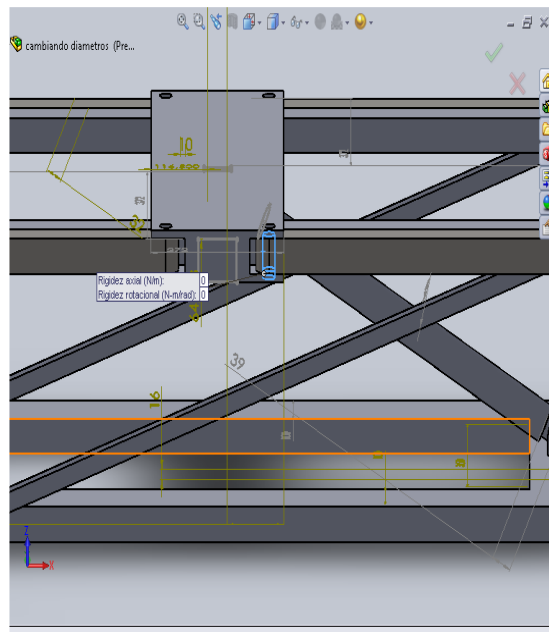
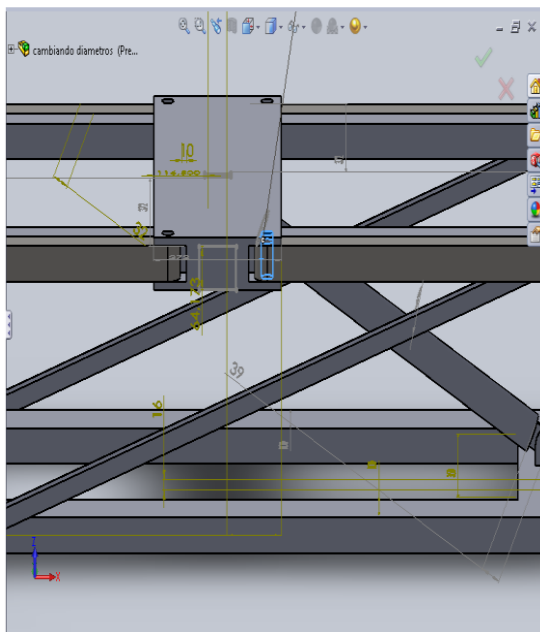
# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable

En según qué tipo de uniones, es necesario definir dos conexiones tipo pasador para representar lo que hace un único pasador en la realidad.

Cuando se trata de este tipo de uniones si intentamos definir el pasador en una sola unión tipo pasador y seleccionamos las caras donde descansará el pasador, el PropertyManager nos mostrará un mensaje diciendo que seleccionemos, las caras que pertenecen al mismo taladro para el origen, es decir que no podemos seleccionar dos caras de una misma pieza en una operación. Es el caso que muestra la siguiente imagen.



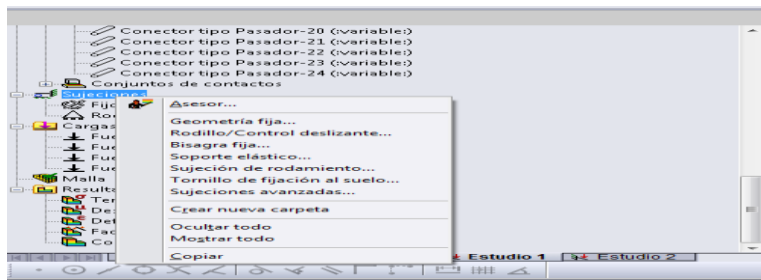
Como se acaba de comentar es necesario en esta unión, definir dos conexiones tipo pasador, una para unir la pieza nº1 con la parte superior de la pieza nº2 y otra para unirla con la parte inferior de la pieza nº2, tal como se muestra en las siguientes imágenes.



## 1.6.1.4. Sujeciones.

El PropertyManager '**Sujeción**' permite prescribir desplazamientos de cero y distintos de cero en vértices, aristas o caras para utilizarlos con estudios estáticos, de frecuencia, de pandeo, dinámicos y no lineales.

Para aplicar una sujeción o restricción, en un estudio, haga clic con el botón secundario en **Sujeciones** y seleccione entre las opciones.



Aparece el PropertyManager de **Sujeción**.

El programa nos proporciona las siguientes opciones a la hora de definir las sujeciones:

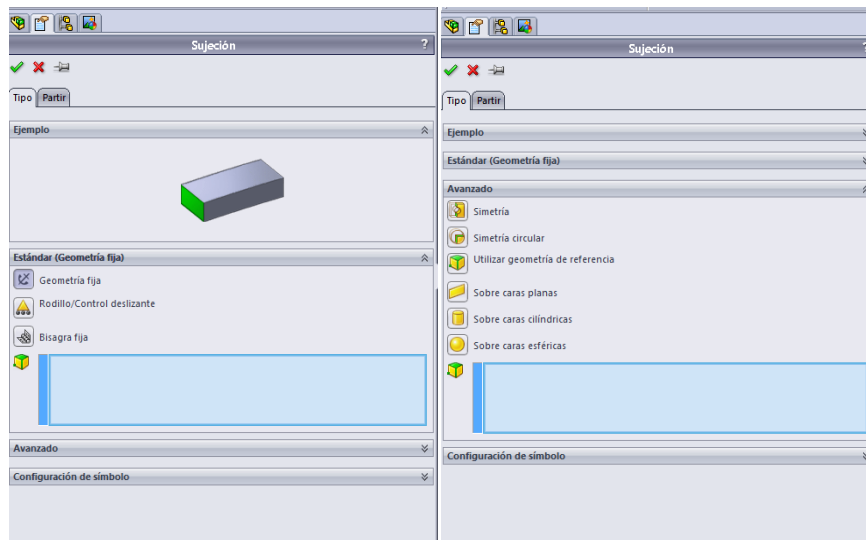
### En **Estándar**:


- Geometría fija.
- Rodillo/Control deslizante.
- Bisagra fija.

### En **Avanzado**:

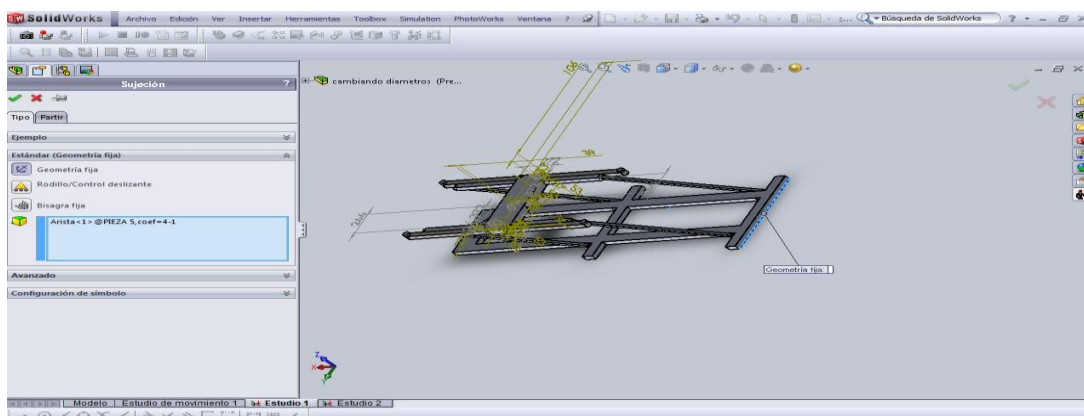
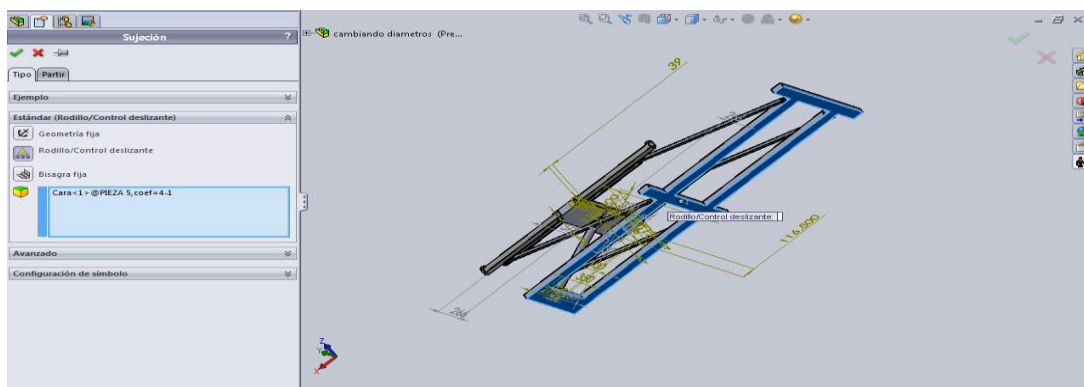
- Simetría.
- Simetría circular.
- Utilizar geometría de referencia.
- Sobre caras planas.
- Sobre caras cilíndricas.
- Sobre caras esféricas.

# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable



Seleccione las entidades del modelo a las que se aplicará la restricción y por último en el PropertyManager, haga clic en .

En nuestro caso son dos las entidades que tienen los movimientos definidos mediante sujeción, la cara en contacto con el suelo de la pieza 5 y una arista de dicha pieza.




# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable

Las sujeciones describen cómo se soporta el modelo. Los movimientos definidos establecen un desplazamiento impuesto.

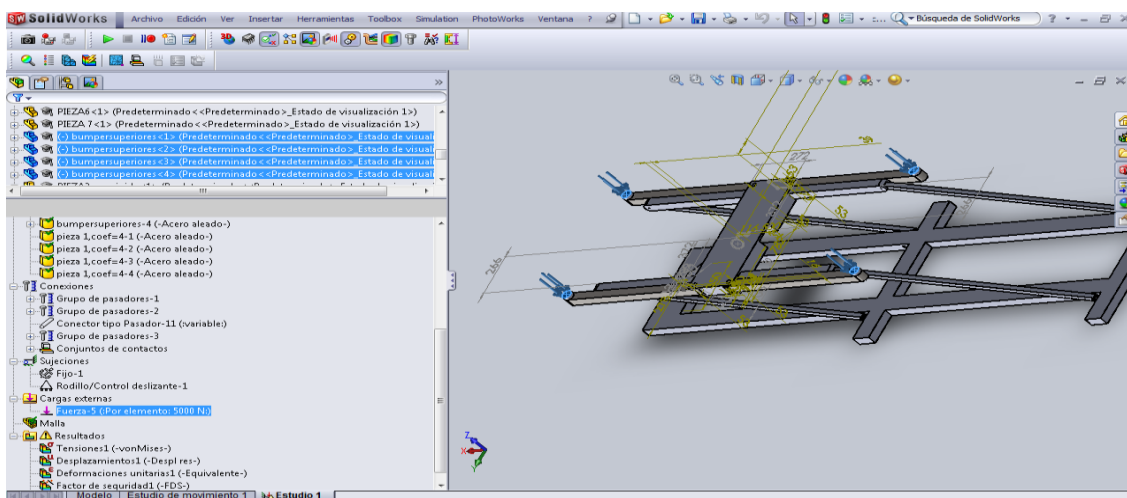
Para realizar el estudio del elevador hemos fijado dos sujeciones:

- Una tipo **‘geometría fija’** para una arista de la base impidiendo su desplazamiento en todas las direcciones. Esta sujeción empotra la base para que no haya problemas de estabilización.

Atributo	Valor
GDL restringidos para mallas de vaciado	3 traslaciones
GDL restringidos para mallas de viga y cabeza de armadura	3 traslaciones
Símbolo 3D	
Entidades seleccionables	Vértices, aristas, caras y juntas de viga
Entidad de referencia seleccionable	N/D
Traslaciones	N/D
Rotaciones	N/D

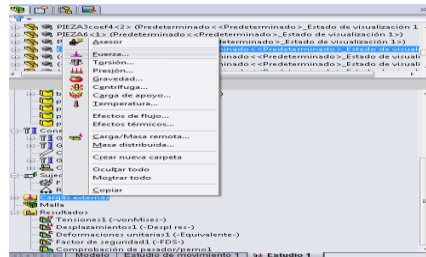
- Otra tipo **‘rodillo/control deslizante’**, en la cara de contacto de la base con el suelo, que restringe el movimiento en la dirección normal a su plano, simula el contacto con el suelo.

## 1.6.1.5. Cargas externas.



# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable


En el estudio, hacemos clic con el botón secundario en '**Cargas externas**' y seleccionamos entre las opciones '**Fuerza**'.

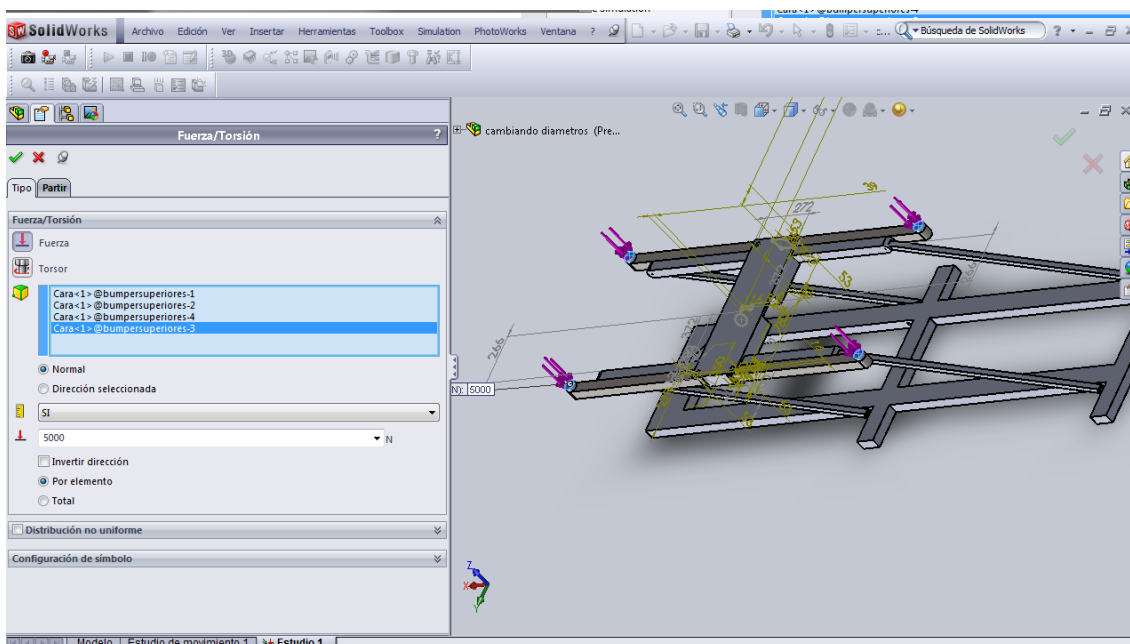




Aparece el PropertyManager de '**Fuerza/Torsión**'.

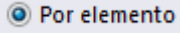
En '**Tipo**' el programa permite establecer el tipo de fuerza a aplicar.

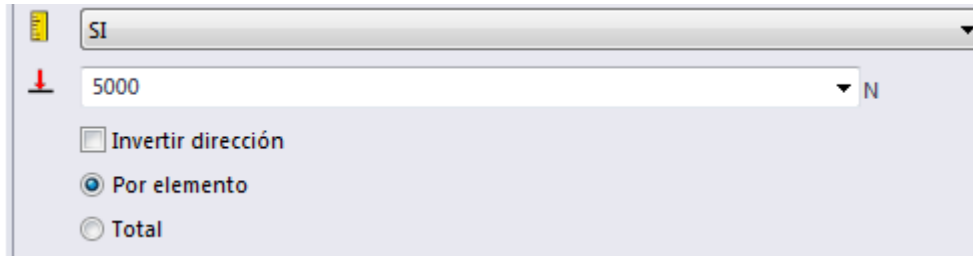
- **Fuerza**
- **Torsión**

En la casilla con el símbolo , Seleccionamos las entidades a las cuales se aplicará la carga de torsión, fuerza o momento en la zona de gráficos.

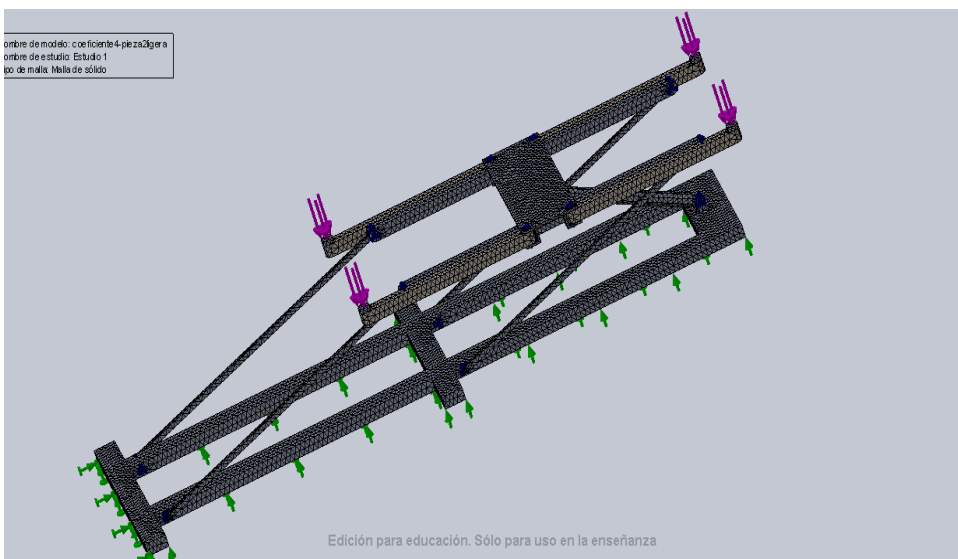


Para simular las cargas que supone elevar el coche, seleccionamos Fuerza , lo siguiente es seleccionar las caras del modelo en las cuales ira situado el coche y por tanto las caras que tienen que recibir las fuerzas en la dirección normal a estas(marcamos  **Normal** ).

Introducimos el valor de la fuerza que cae en cada elemento y marco .



## 1.6.1.6. Malla.

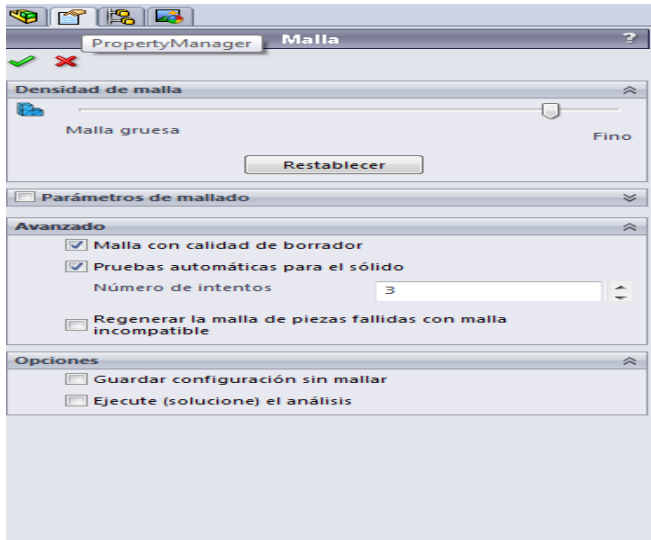


Clicamos con el botón derecho en la carpeta '**malla**' y después '**crear malla**' .

Aparece el PropertyManager de malla, en '**densidad de malla**' cuanto más fina sea la malla, más preciso será el resultado, pero mayor será el tiempo de ejecución de resultados, el tamaño de la malla también depende de la forma geométrica de las piezas puesto que si las piezas son demasiado pequeñas y la malla muy gruesa, se produce error en el mallado.

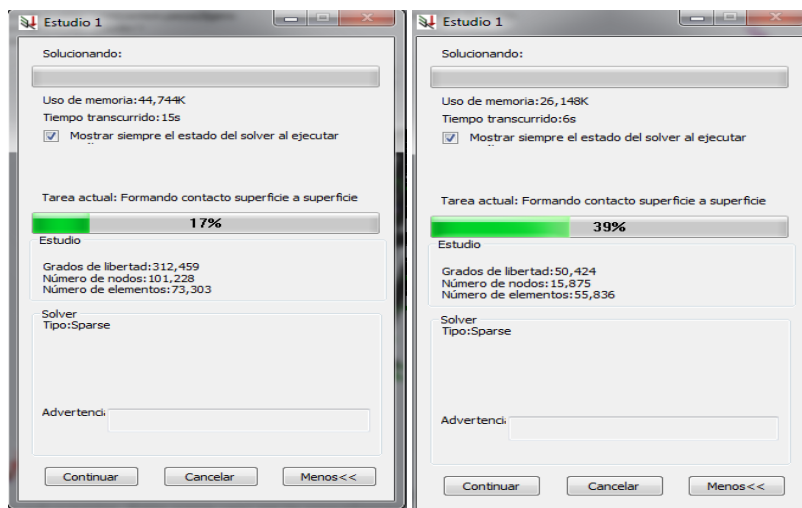


Para solucionar posibles problemas de mallado marcamos **Pruebas automáticas de piezas fallidas con malla**, esta opción vuelve a mallar las piezas con error.



Cuando dimensionamos el cilindro el espesor que obtenemos analíticamente es muy pequeño y la malla del programa no es capaz de coger espesores tan pequeños, ni siquiera poniendo la malla mas fina y realizando la opciones anteriormente comentadas, así que para resolver este problema aumentamos el espesor del cilindro.

Si seleccionamos **Malla con calidad de borrador** el programa ejecuta los cálculos con mayor velocidad, esta opción es muy recomendable.

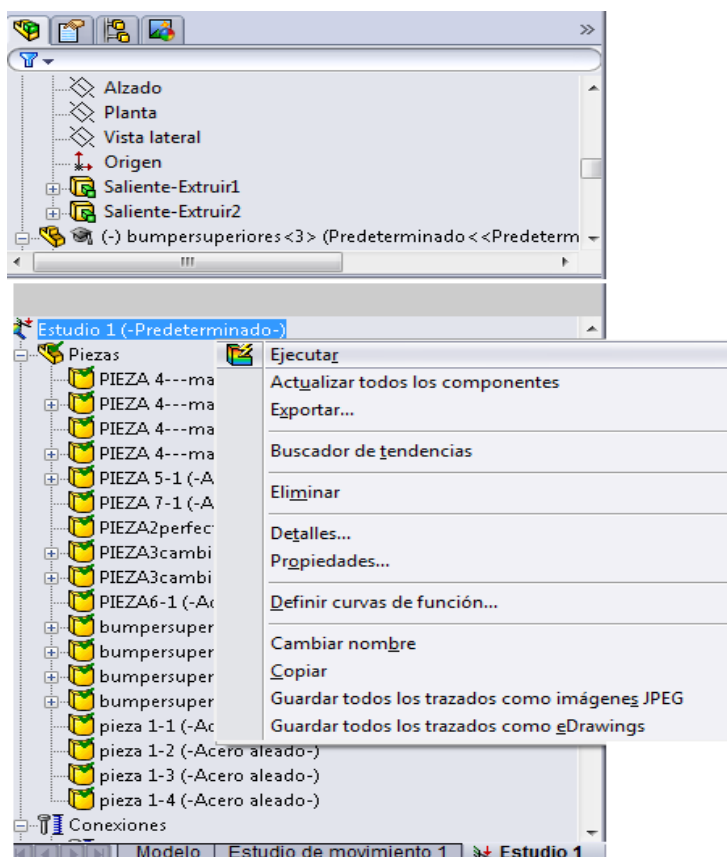


A la izquierda el solver ejecutando, sin haber seleccionado '**Malla con calidad de borrador**' y a la derecha con '**Malla con calidad de borrador**', se disminuye el número de grados de libertad, número de nodos y número de elementos.

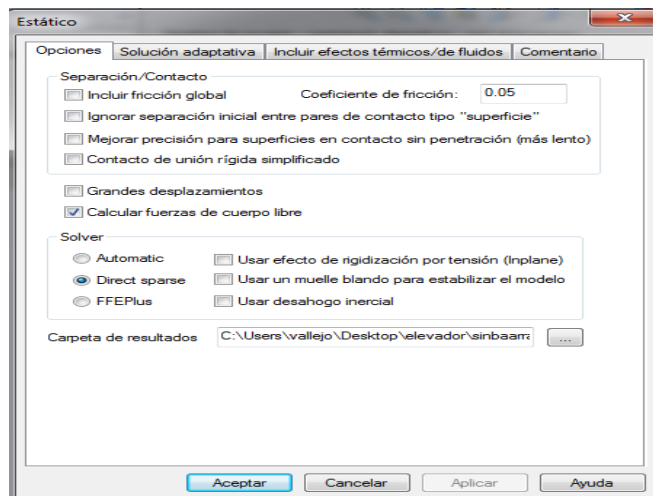
Los grados de libertad disminuyen de 312,4 a 50,4 ,el número de nodos va de 101,2 a 15,8 y el número de elemento disminuye en 20 aproximadamente, por lo tanto el cálculo se realiza mucho más rápido.

### 1.6.1.7. Ejecutar resultados.

Una vez hemos realizado el mallado correctamente procedemos al cálculo de los elementos, en el inicio clicamos con el botón derecho en estudio y seleccionamos propiedades.



En propiedades se nos abre la siguiente ventana:



En el análisis de elementos finitos, un problema está representado por un grupo de ecuaciones algebraicas que deben ser resueltas de manera simultánea. Existen dos clases de métodos de solución: directo e iterativo.

Los métodos directos resuelven ecuaciones por medio de técnicas numéricas exactas. Los métodos iterativos resuelven ecuaciones por medio de técnicas de aproximación, según las cuales en cada iteración se supone una solución y se evalúan los errores asociados. Las iteraciones continúan hasta que los errores se tornan aceptables.

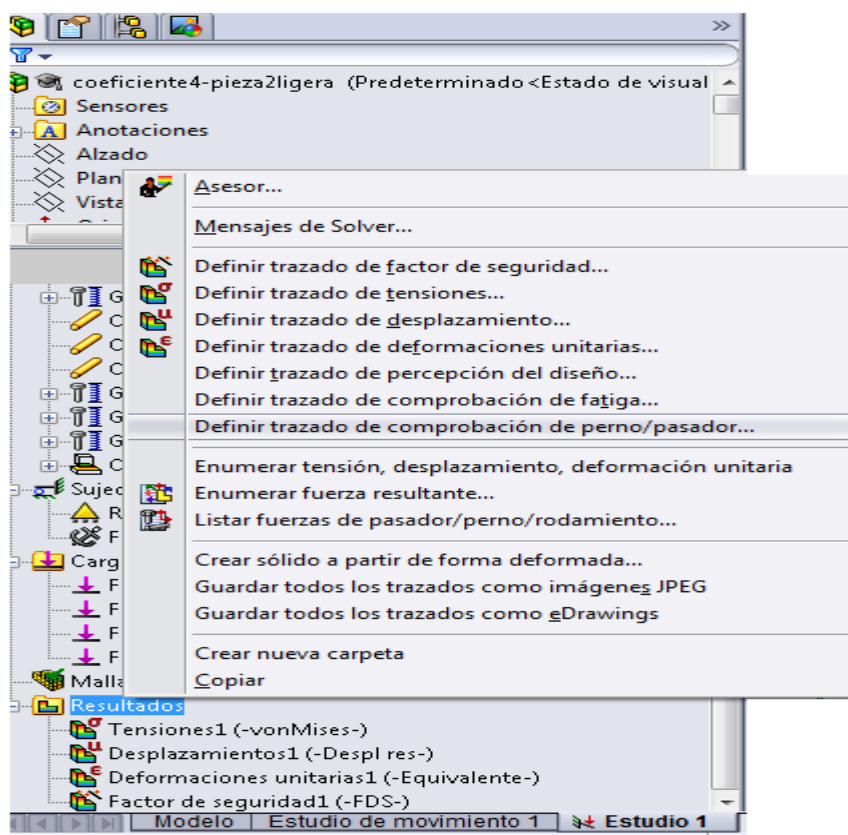
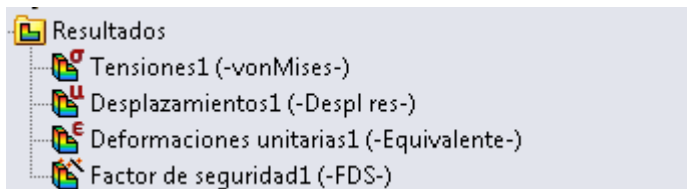
El software ofrece las siguientes opciones:

- Automático. El software selecciona el solver a partir del tipo de estudio, opciones de análisis, condiciones de contacto, etc. Algunas opciones y condiciones sólo se aplican a Direct Sparse o a FFEPlus.
- Solver tipo Direct Sparse
- Solver tipo FFEPlus (iterativo)

En el caso de problemas de contacto en varias áreas, donde el área de contacto se encuentra en varias iteraciones de contacto, se prefiere el solver Direct Sparse que es el utilizado para este modelo.

Si ejecutamos la opción '**Calcular fuerzas de cuerpo libre**' seleccionada en la pestaña '**Opciones**' del cuadro de diálogo '**Estático**'. Puede enumerar las fuerzas de cuerpo libre en caras, aristas y vértices o componentes seleccionados. Las fuerzas pueden proceder de contactos, cargas externas, restricciones o conectores.

Una vez haya sido realizado el estudio por completo, aparecen 4 subcarpetas dentro de la carpeta de '**resultados**', basta con hacer doble clic para que se abra el PropertyManager que nos da variedad de opciones a la hora de visualizar los resultados.

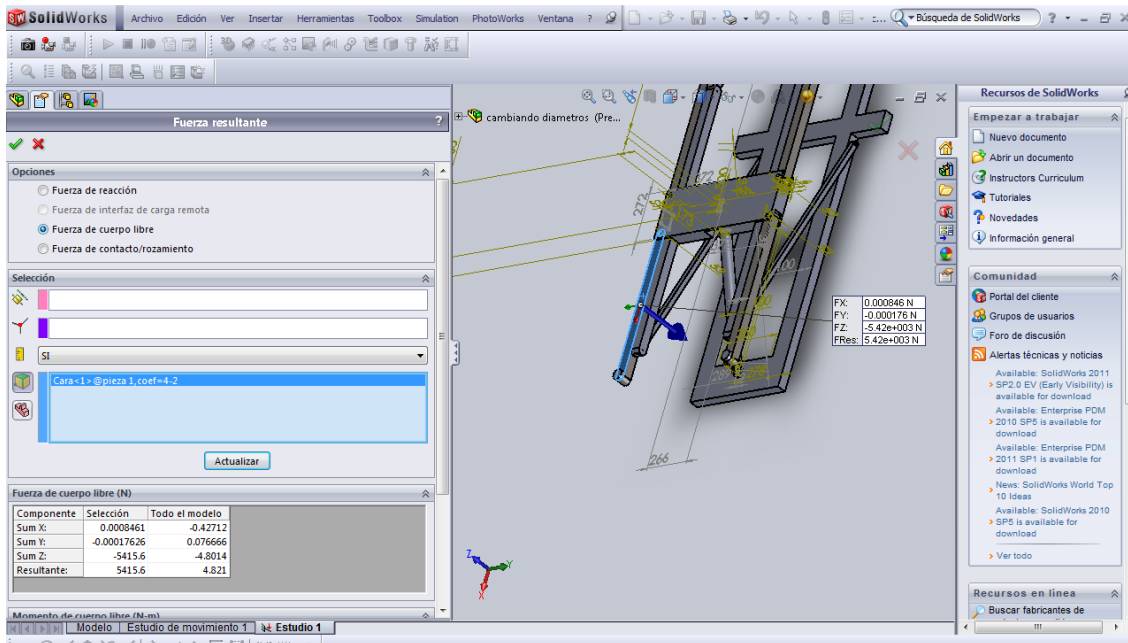


La opción '**Definir trazado de comprobación de perno/pasador**', permite comprobar si los pasadores calculados previamente resisten, satisfaciendo el coeficiente de seguridad especificado a la hora de definir las conexiones tipo pasador.

Gracias a la selección de la opción '**fuerzas de cuerpo libre**' del cuadro de dialogo estático, como ya se ha comentado antes podemos enumerar las fuerzas, para ello hacemos clic con el botón derecho en la carpeta '**Resultados**' y seleccionamos '**Enumerar fuerza resultante**'.

# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable

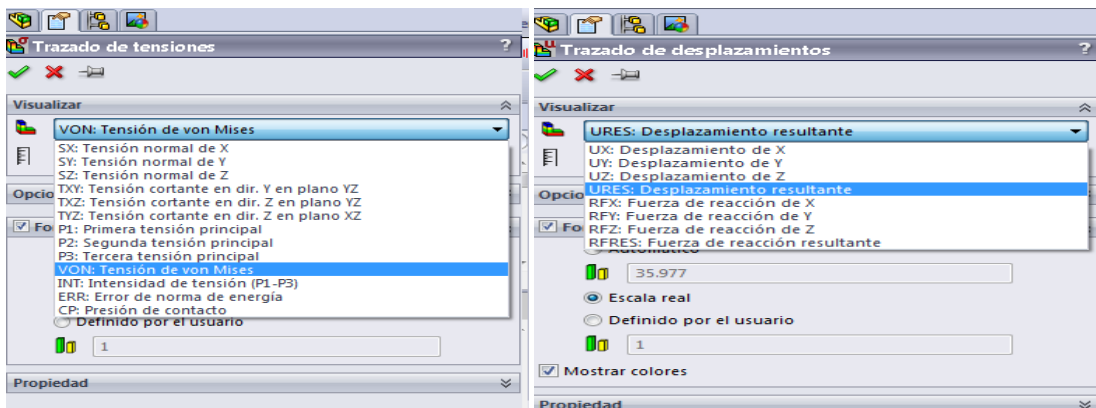
En **Opciones**, seleccione **Fuerza de cuerpo libre**.



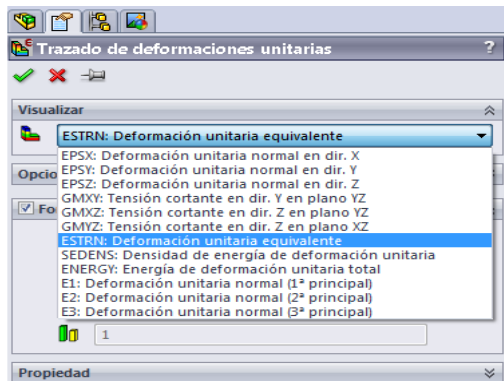
Para visualizar los resultados el PropertyManager nos permite elegir estas opciones:

**Tensiones.**

**Desplazamientos.**

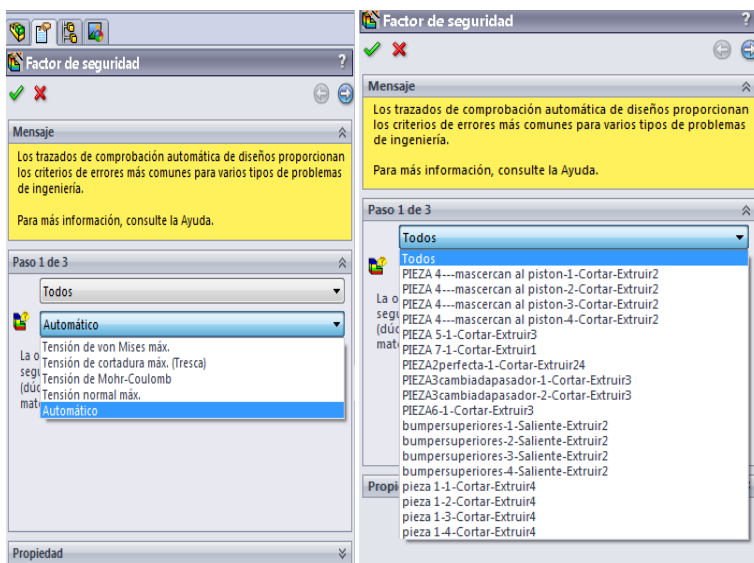


## Deformaciones unitarias.

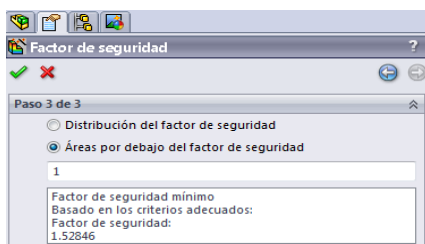


## Factor de seguridad.

Podemos elegir la teoría de fallo y la pieza concreta en la que queremos observar la distribución del factor de seguridad.



También podemos visualizar las áreas con un factor de seguridad menor al especificado, esta última opción es muy recomendable puesto que permite visualizar con mayor claridad las zonas que menos trabajan y por lo tanto se puede proceder a hacer mejoras y optimizar las piezas.



## 1.6.2. Análisis y conclusiones de resultados estáticos.

El análisis ha sido realizado en la posición inferior se llegó a la conclusión de que en esta posición se producían los mayores esfuerzos, analíticamente y mediante el estudio de movimiento, listando la fuerza aplicada por el cilindro.

En este apartado se mostrarán dos simulaciones una con el elemento de seguridad y otra sin él, estos estudios nos mostrarán la deformación, las tensiones, los desplazamientos, el trazado del factor de seguridad y la comprobación de los pasadores.

Realizamos también el cálculo a pandeo en las piezas que pueden tender a ello.

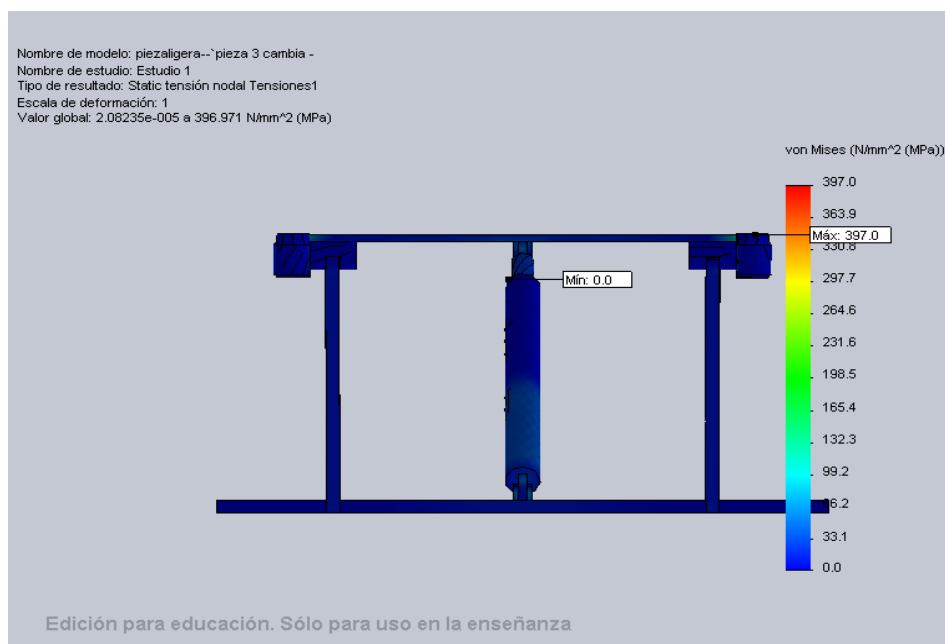
### 1.6.2.1. Sin sistema de bloqueo.

Analizamos el comportamiento de nuestro modelo sin la barra de bloqueo, el programa nos proporciona varias opciones a la hora de visualizar los resultados.

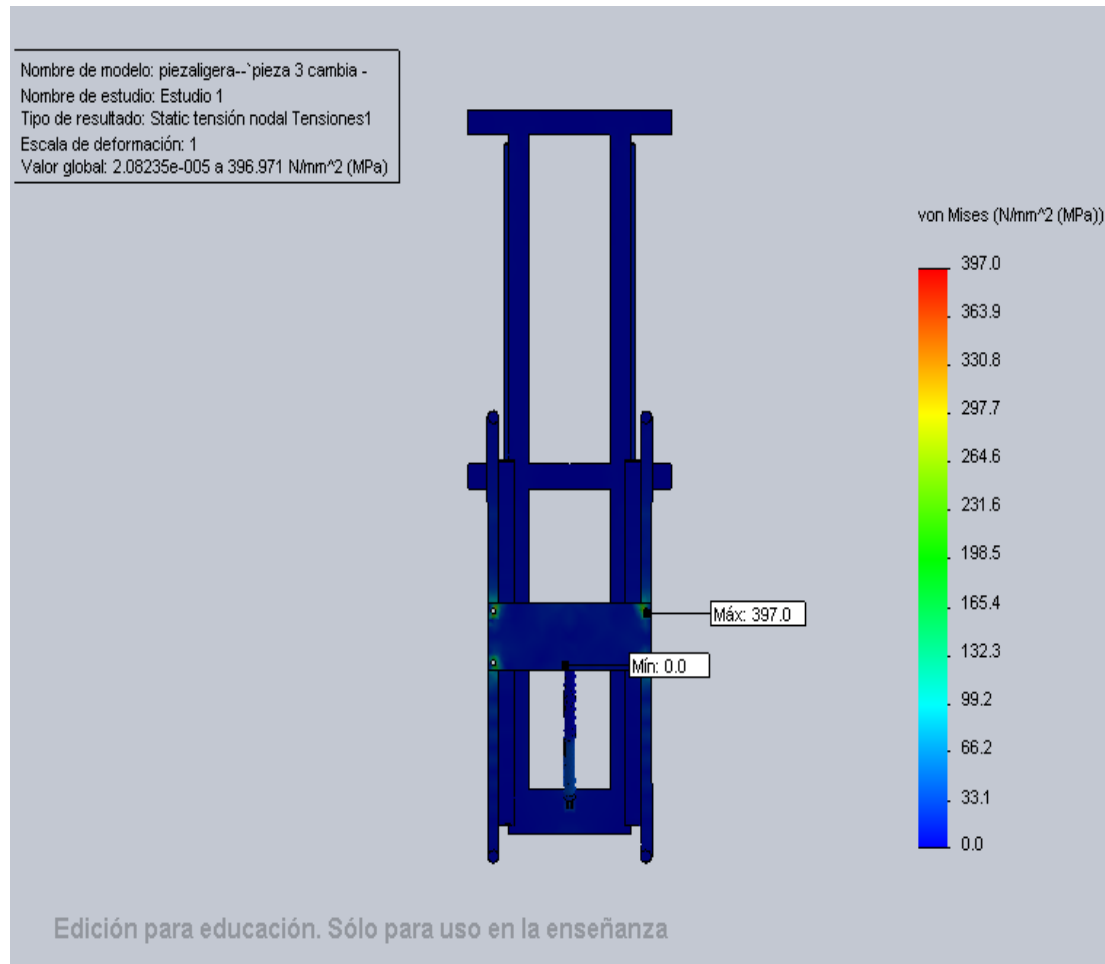
La pieza 7 y 4 se excluyen del análisis estático puesto que fueron calculadas a pandeo, se hará referencia a ellas en el análisis de resultados a pandeo.

#### TENSIONES.

Como se puede observar en el extremo del cilindro que no está atornillado, no hay tensión alguna, puesto que la unión entre el pistón y el interior de la cara del cilindro, definida como unión rígida en el programa, se produce más abajo.



Las zonas con más tensión se encuentran en las proximidades de los puntos de unión entre la pieza nº 2 y las piezas nº1, esto es debido a que se produce, en estos puntos concentradores de tensiones, el reducir estos cambios bruscos de tensión será uno de los objetivos del apartado mejoras.

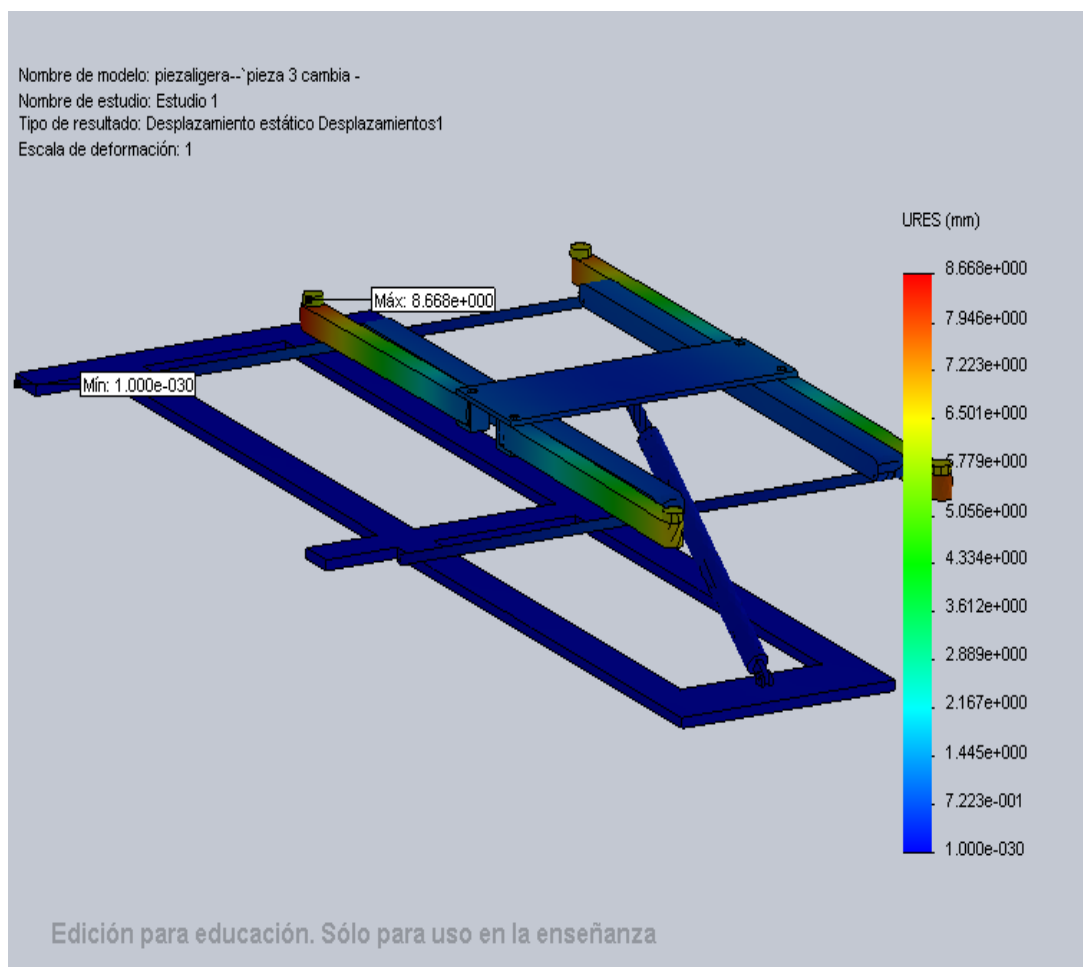




## DESPLAZAMIENTOS.

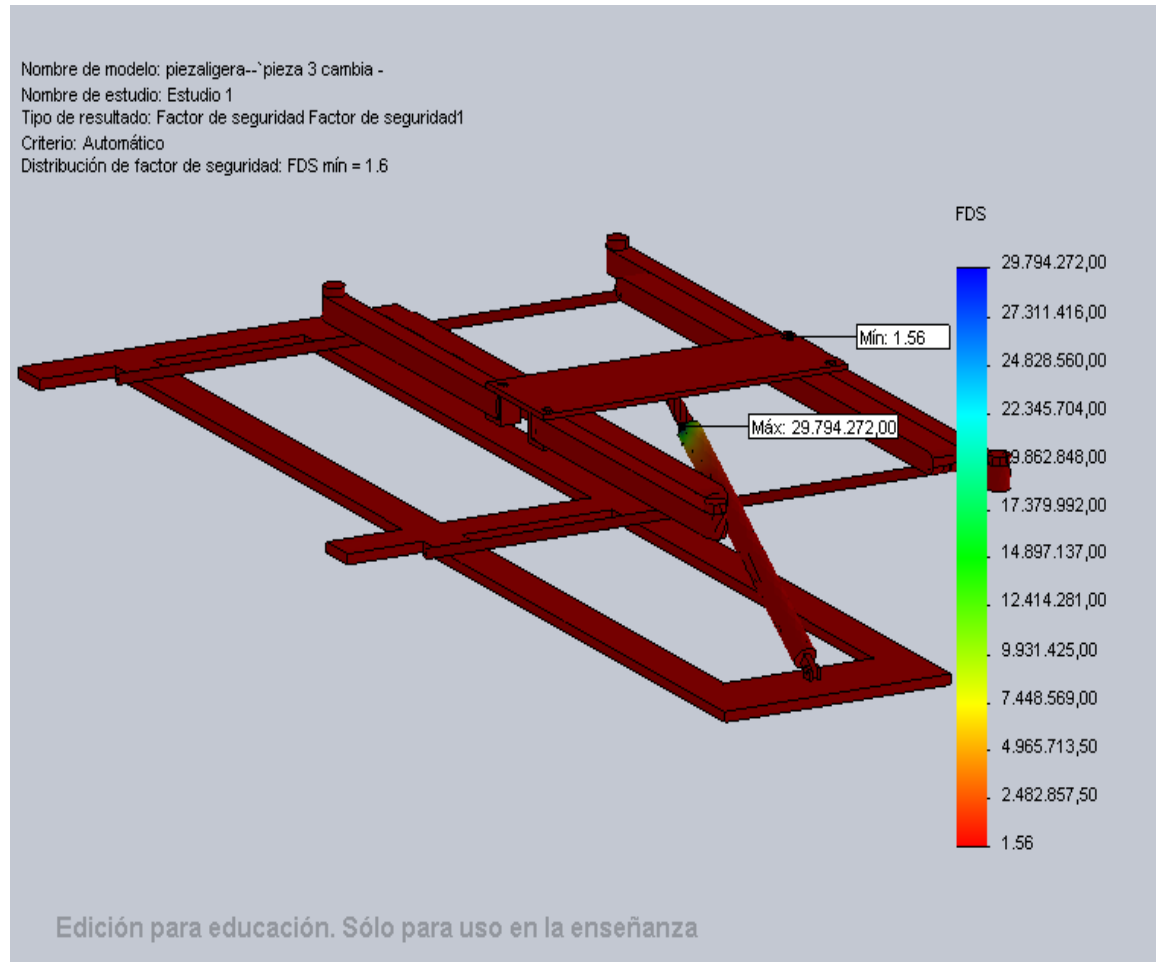
Se aprecia por regla general, gracias a las tonalidades, que conforme vamos bajando desde la parte superior, donde se aplican las cargas hasta la parte inferior (la base) los desplazamientos van disminuyendo.

El máximo desplazamiento se dan en los extremos de la pieza 1, 8.6mm, tienen cierta similitud en cuanto a la forma de trabajar, con una barra que tenga un extremo empotrado y el otro como voladizo, de hecho es esta la forma de plantear el problema en los cálculos analíticos, pero en la realidad el extremo que hace las veces de empotramiento no actúa exactamente como tal, ya que la calidad del empotramiento depende de la rigidez de la pieza a la que está unida.



## COEFICIENTE DE SEGURIDAD.

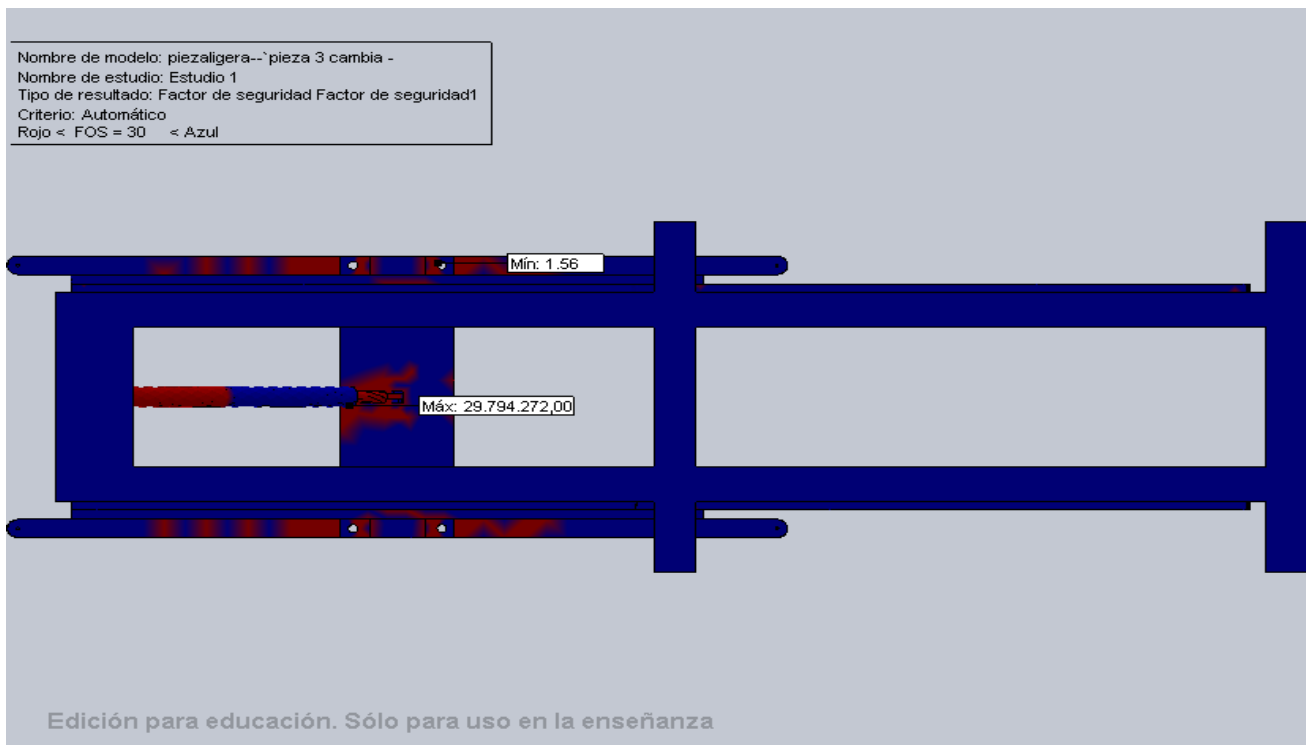
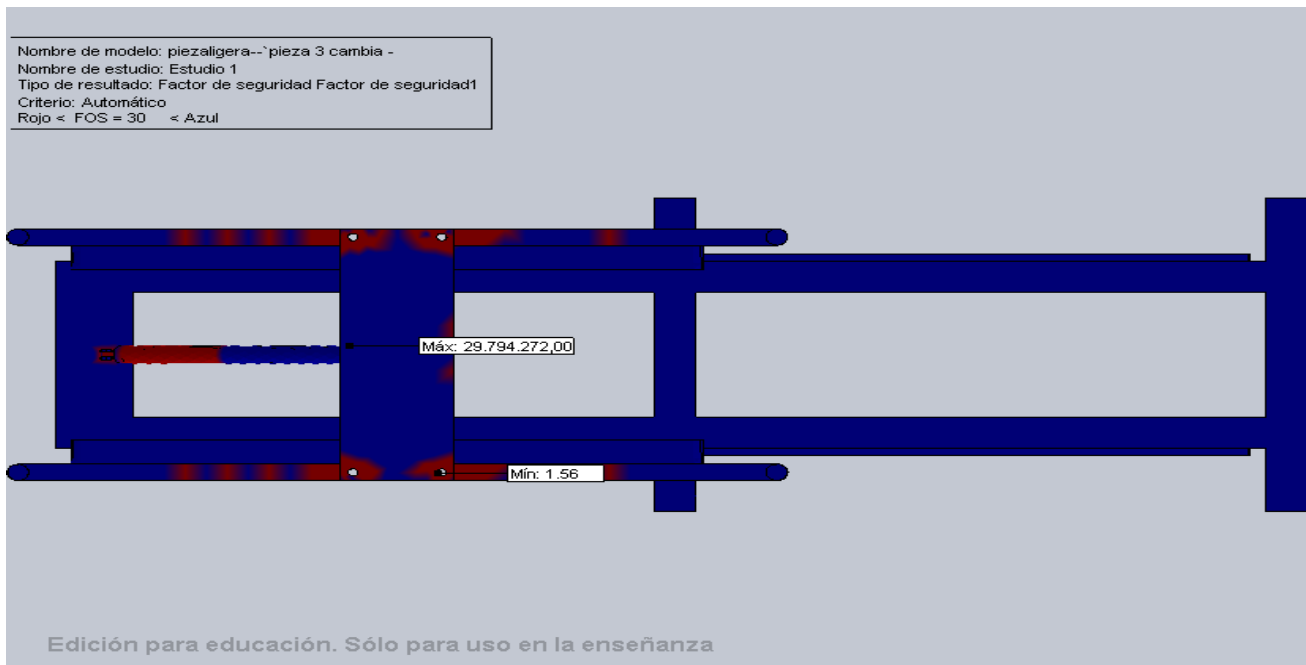
### Ensamblaje.



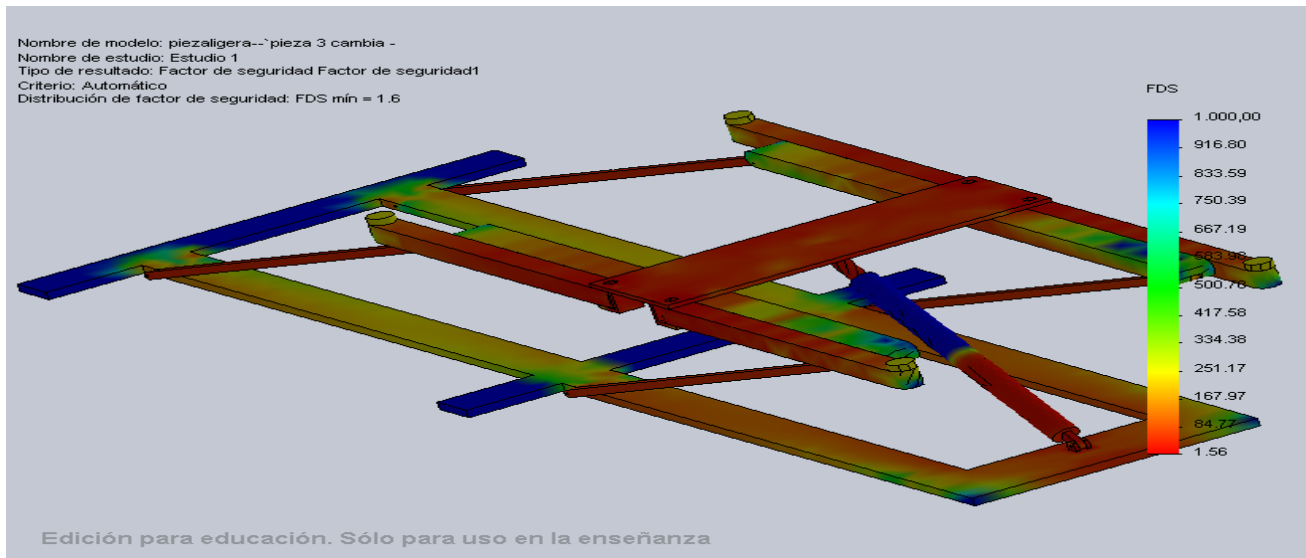
El mínimo factor de seguridad se da como es lógico donde más tensión haya, en este caso como ya se ha comentado la tensión máxima es producto de un concentrador de tensiones que crea un efecto local, por lo tanto la distribución del factor de seguridad en el ensamblaje no proporciona mucha información acerca de cuál es la pieza más cargada.

Si no tenemos en cuenta el cilindro, los mayores FDS se dan en las partes de travesaño que sobresalen hacia los laterales tal como está el modelo, estas zonas no trabajan apenas, aunque son parte importante del modelo de partida, puesto que este contemplaba la posibilidad de levantar distintos tipos de vehículos, mediante la variabilidad de amplitud de giro de las piezas número 1, en cuyo caso la máquina perdería estabilidad, si no tuviera esos salientes.

A continuación se muestra la distribución del factor de seguridad del ensamblaje por áreas, para así poder visualizar las zonas más cargadas. En rojo las zonas con un factor de seguridad inferior a 30 y en azul las zonas con el factor superior a dicho valor.



Otra opción para visualizar mejor las zonas con diferentes factores de seguridad es cambiar las opciones del gráfico, mostrando las tonalidades hasta un valor inferior al máximo, de esta manera podemos ver toda la gama de colores hasta un valor de factor de seguridad determinado, en este caso 1000.



## Pieza 1.

El FDS calculado en el pre dimensionamiento ( $C_s=4$ ) y el obtenido mediante el software no distan mucho. El mínimo factor de seguridad se da en la zona empotrada porque es donde mayor momento hay.

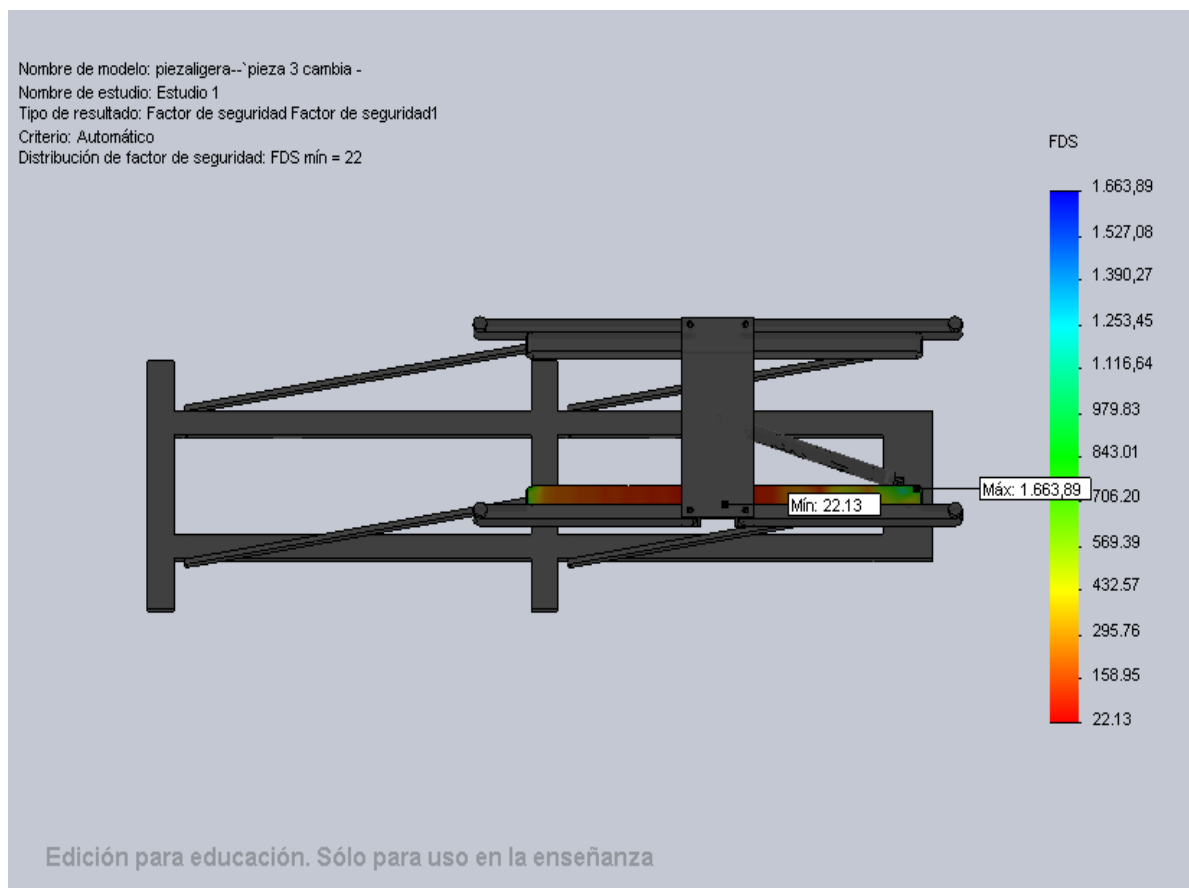


### Pieza 3.

En las hipótesis de partida hemos supuesto la carga del cilindro y los esfuerzos y momentos procedentes de la pieza nº 1, aplicados sobre la pieza nº3, para simplificar el cálculo.

En la realidad estas esfuerzos supuestos en la pieza nº3, caen sobre la pieza nº2 la cual no estudiamos analíticamente, y la pieza nº2 transfiere estos esfuerzos a la pieza nº3 de manera desconocida puesto que no sabemos cómo trabaja.

Estas diferencias entre las suposiciones y lo que ocurre en la realidad provocan un sobredimensionamiento en el cálculo analítico, esta pieza será objeto de estudio en el apartado mejoras, procederemos a reducir su perfil con el objeto de aproximar su FDS al establecido al inicio del proyecto (FDS=4).



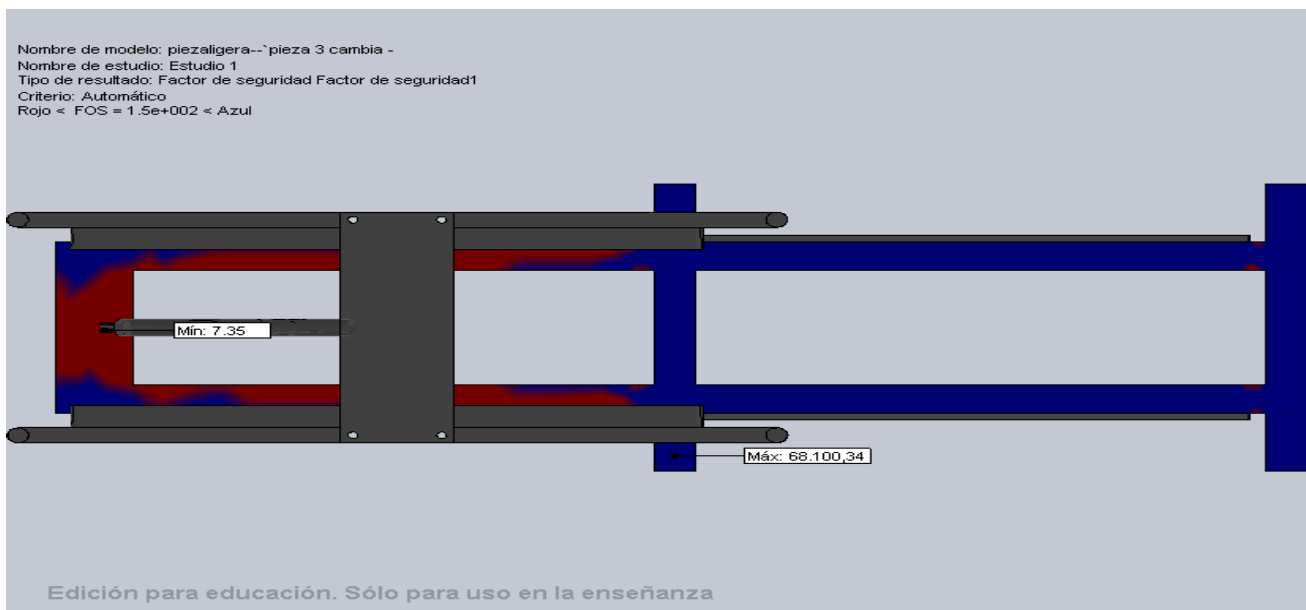
## Pieza 5.

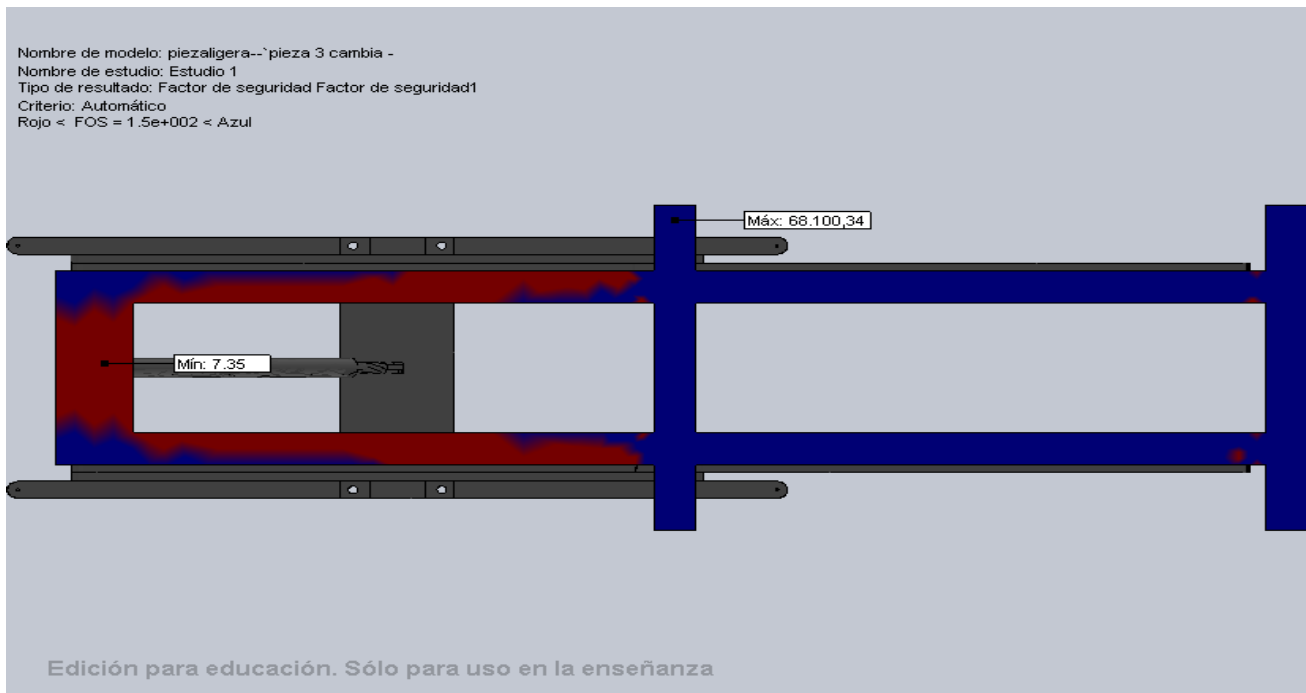
Aquí podemos comprobar lo comentado anteriormente acerca de los travesaños de la base, estas partes albergan los mayores coeficientes de seguridad y son prescindibles en la posición representada, en el apartado mejoras se eliminaran para comprobar que la pieza no falla.



Las tensiones que sufre la pieza nº 5 en la realidad son mucho menores que las calculadas analíticamente, puesto que en el estudio previo suponemos la base situada sobre apoyos mientras que en el programa la base está sobre el suelo y empotrada, en el apartado mejoras aparte de excluir los dos travesaños delanteros realizaremos un vaciado a la pieza para ahorrar en material.

A continuación mostramos la distribución del FDS según áreas, la siguiente imagen nos será muy útil a la hora de realizar el vaciado, ya que lo realizaremos únicamente en las zonas más cargadas.

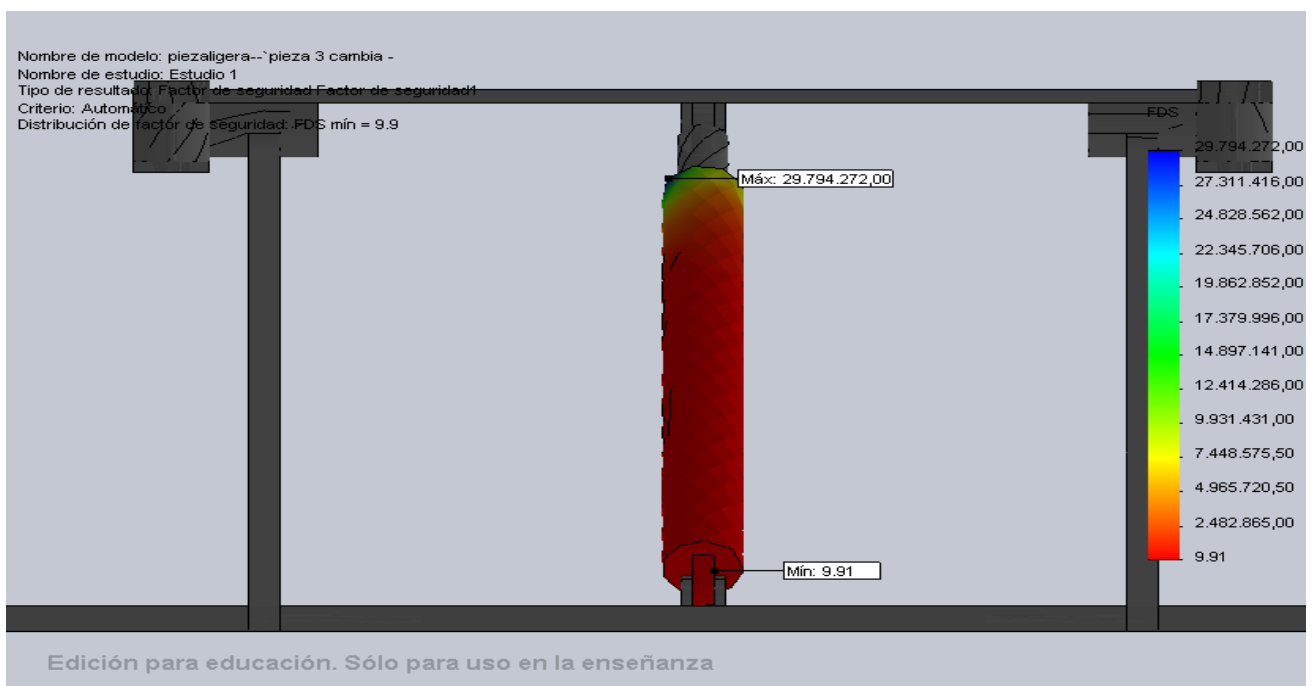




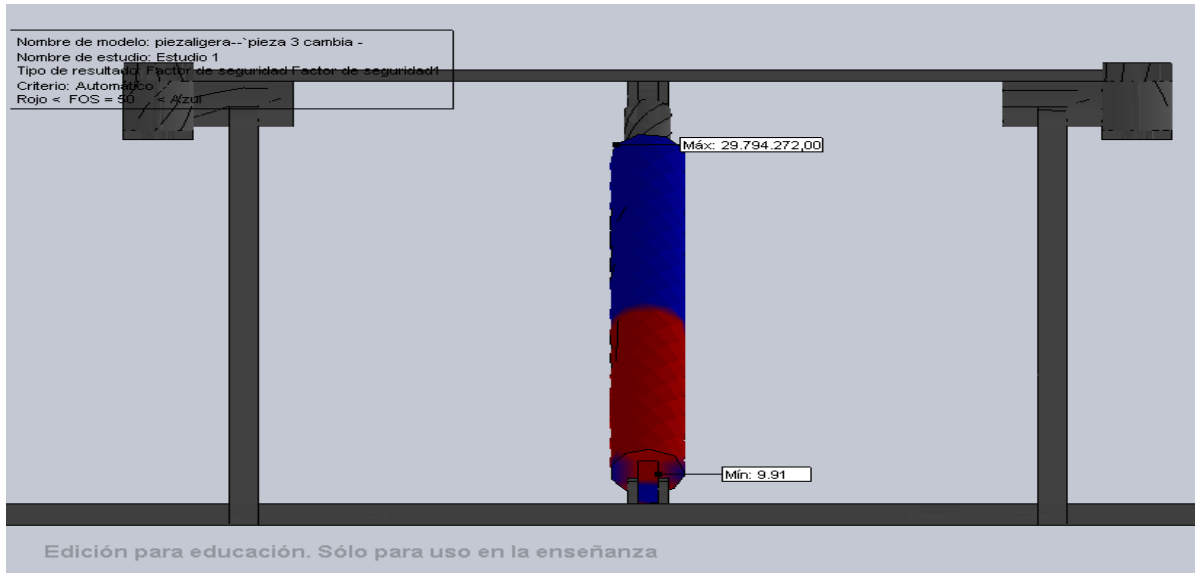
Las zonas más cargadas corresponden a los puntos de unión con las piezas nº 4 y al travesaño sobre el que se aplica directamente la fuerza del cilindro.

## Pieza 6.

Tal como se ha comentado en el apartado de tensiones el cilindro empieza a sufrir tensiones desde la sección donde se encuentra el pistón hasta el punto de unión con la pieza nº 5.

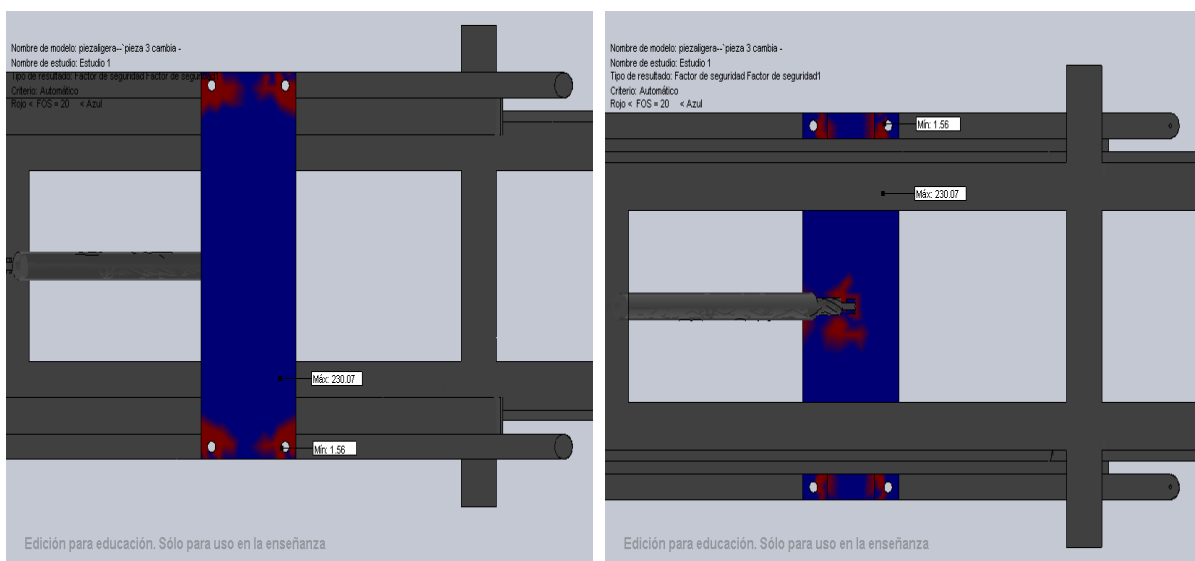


A continuación muestro la distribución del factor de seguridad por áreas, en rojo las zonas con FDS menor de 50 y en azul las zonas con FDS mayor de 50. Se puede ver diferenciado por tonalidades las partes cargadas y las que están exentas de tensión, en rojo se observa la zona con menor FDS y por tanto la más cargada y en azul la zona con mayor FDS, el cambio de tonalidad se produce en el punto de unión del pistón con el cilindro.



## Pieza 2.

Para el estudio de la pieza nº 2 o pieza principal muestro directamente la distribución según áreas, las zonas más cargadas como es lógico serán las cercanas a los puntos de unión con las piezas nº 4, donde se producen concentradores de tensiones y la zona de aplicación del actuador. Azul zonas con factor de seguridad mayor a 30, rojo zonas con factor inferior.

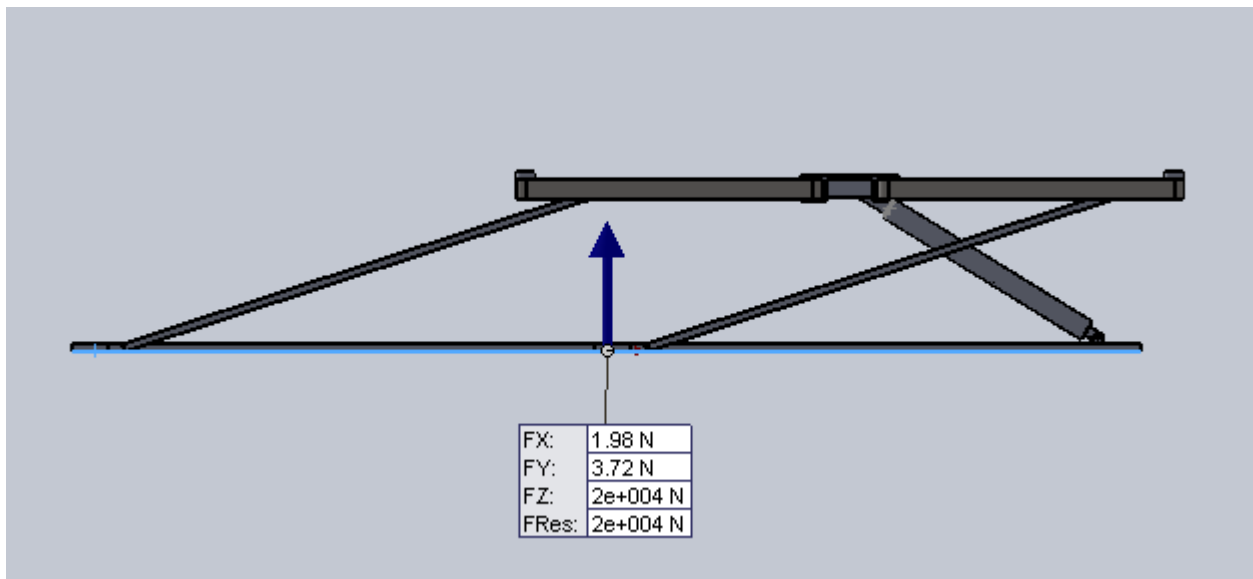




### Comprobación de las fuerza de reacción.

Gracias a la selección de la opción 'fuerzas de cuerpo libre' y 'fuerzas de reacción' del cuadro de dialogo estático, como ya se ha comentado antes podemos enumerar las fuerzas.

La fuerza de reacción resultante en la base tiene que ser igual a la suma de las cargas aplicadas en los apoyos, es decir tiene que ser igual al peso levantado, en nuestro caso el elevador es capaz de levantar 2000 kg , luego la resultante tiene que ser 20000 N, tal como se observa en la imagen inferior.



Podemos observar en la imagen inferior las fuerzas resultantes en los agujeros de unión de la base, estos agujeros son realizados para la conexión, mediante pasador, de la base con las piezas nº 4.

En las hipótesis de partida sosteníamos que las piezas nº 4 por el hecho de ser articuladas y no tener aplicada ninguna fuerza entre sus extremos estarían sometidas únicamente a axil a lo largo de su directriz.

A continuación comprobamos la hipótesis de partida teniendo en cuenta que la inclinación de las barras con respecto a la base es de  $\alpha=21.15^\circ$  y que la fuerza resultante es de 6370 N:

La resultante en el eje de las 'x' según el programa es de 6050 N si la resultante total (6370 N) va en la directriz de la pieza, al multiplicar esta por el coseno de  $\alpha$  tendría que salir la resultante en el eje de las 'x', es decir 6050 N, pero en el cálculo posterior se puede observar que varía en 100 N.

$$F_x = 6050 \text{ N (Software);}$$

$$F_x = 6370 \times \cos(\alpha) = 5940,9 \text{ N;}$$

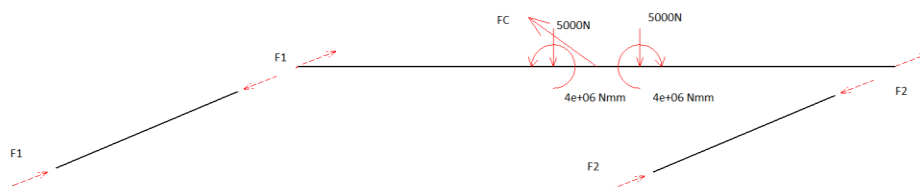
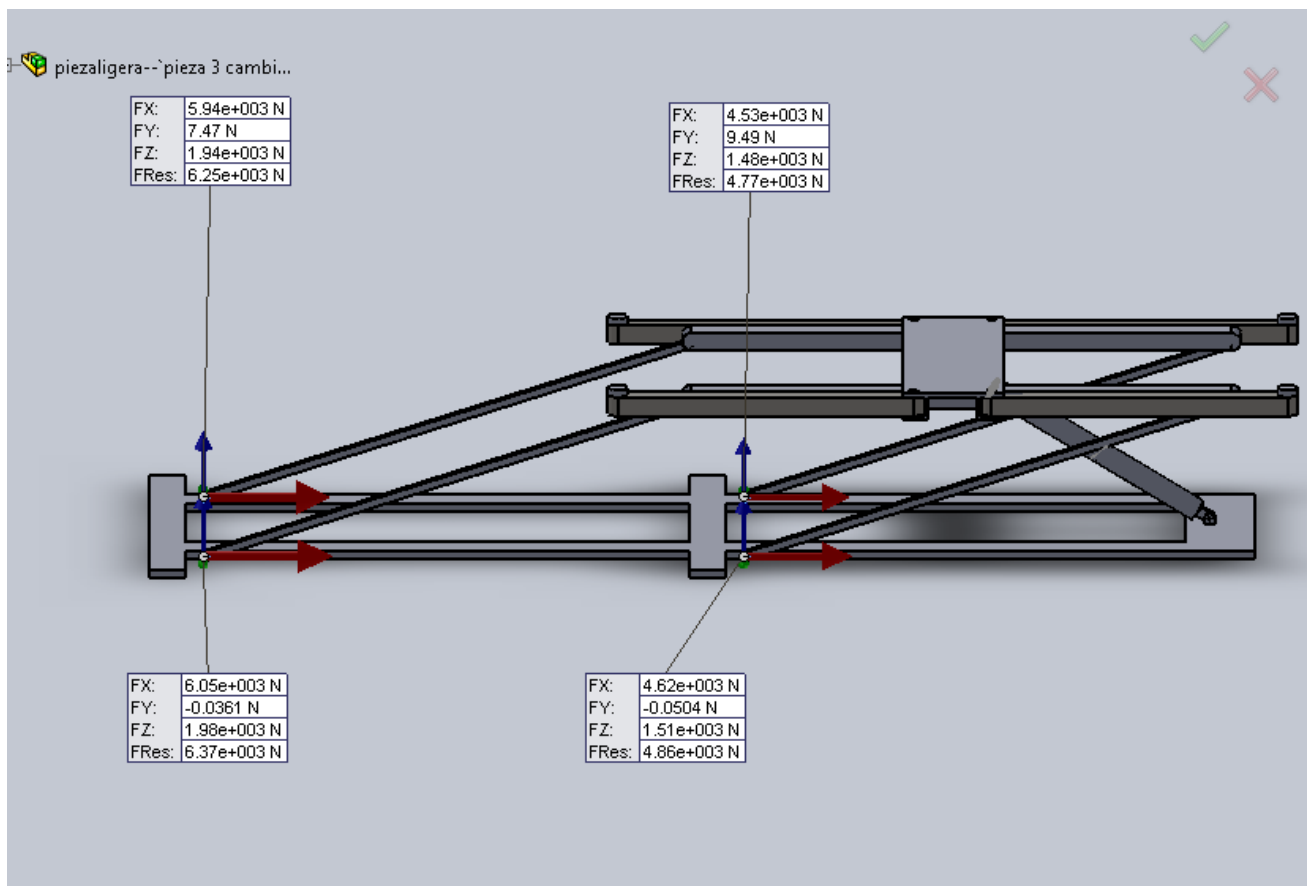
# Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable

Realizamos el mismo calculo para las fuerzas en el eje 'z':

$F_z = 1980 \text{ N}$  (Software);

$F_z = 6370 \times \sin(\alpha) = 2298,3 \text{ N}$ ;

La hipótesis no es válida pero se puede observar que las fuerzas no varían demasiado, con lo cual los resultados obtenidos utilizando esta hipótesis no serán muy lejanos a los reales.



Se puede observar que las piezas nº 4 delanteras soportan más fuerza que las traseras y es que a la hora de obtener las reacciones en la pieza nº3, mediante el programa Ameb, hemos supuesto que

esta pieza estaba sobre dos apoyos, son las reacciones de esos apoyos las que caen sobre las piezas nº 4, pero en la realidad las cargas aplicadas sobre la pieza nº3 no son iguales que las supuestas, como ya hemos comentado anteriormente, aparte de la variación en valor puede cambiar la posición y provocar que las reacciones que caen a las piezas nº4 no sean iguales para todas.

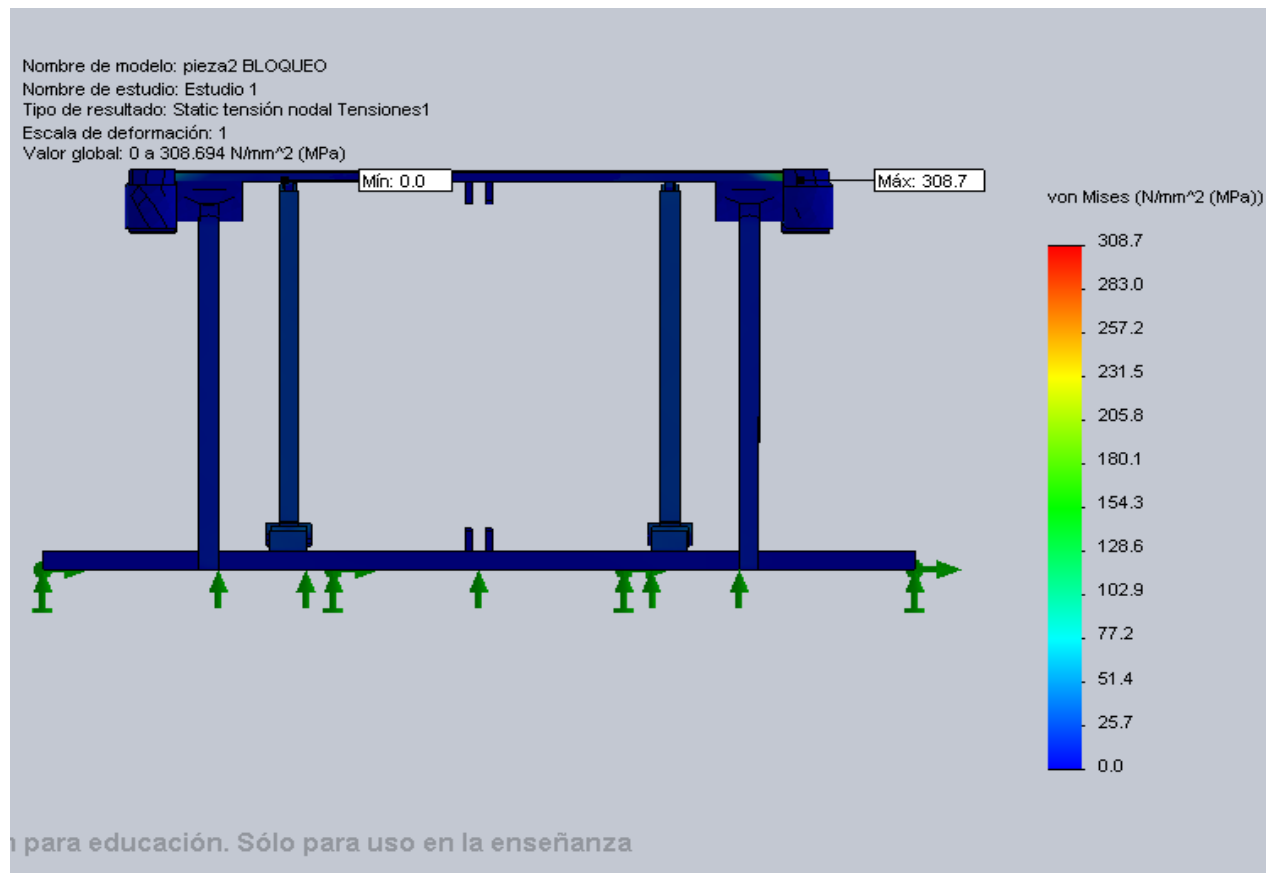
### 1.6.2.2. Con sistema de bloqueo.

El sistema de seguridad está pensado para un posible fallo del cilindro, por ello el cilindro es excluido de este estudio, en ese caso las barras bloqueadoras se anclarían en las cremalleras sosteniendo el vehículo.

La pieza 8 es excluida de este análisis porque ha sido dimensionada a pandeo, en el análisis de pandeo se hará referencia a ella.

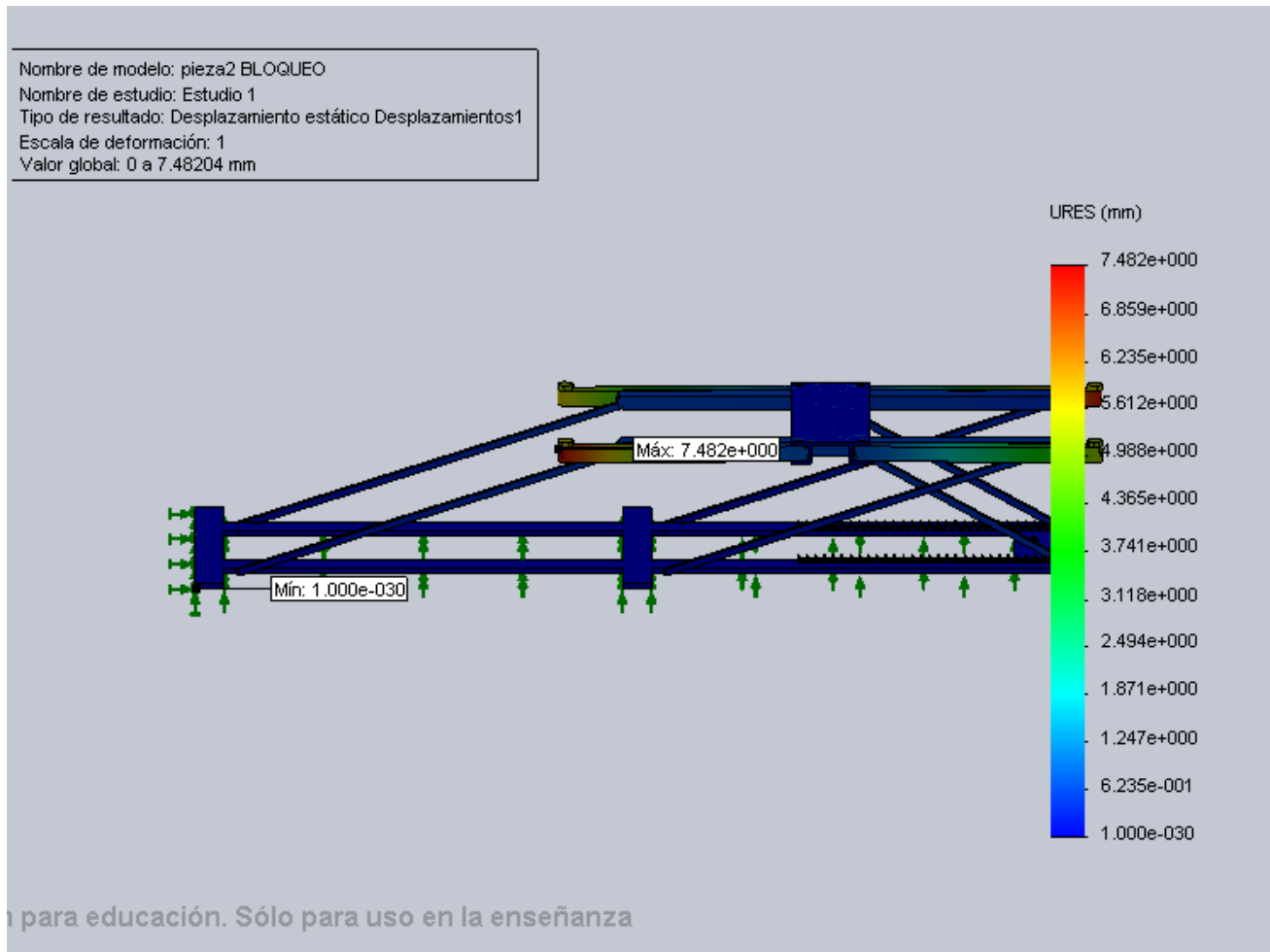
### TENSIONES.

Al igual que en el modelo sin barra bloqueadora las máximas tensiones vuelven a darse en la pieza nº2, en los puntos de unión con las piezas nº1.



## DESPLAZAMIENTOS.

Los desplazamientos disminuyen, aunque en poca medida y vuelven a darse los máximos en el voladizo de las piezas nº1.

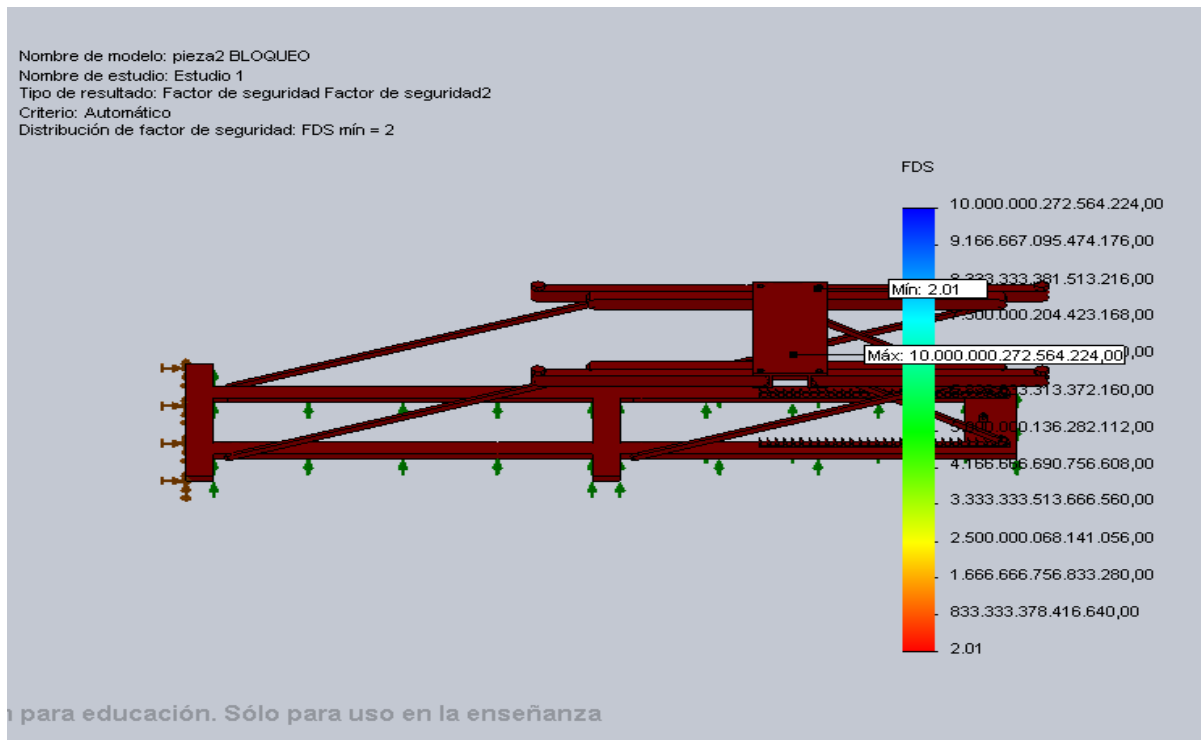


para educación. Sólo para uso en la enseñanza

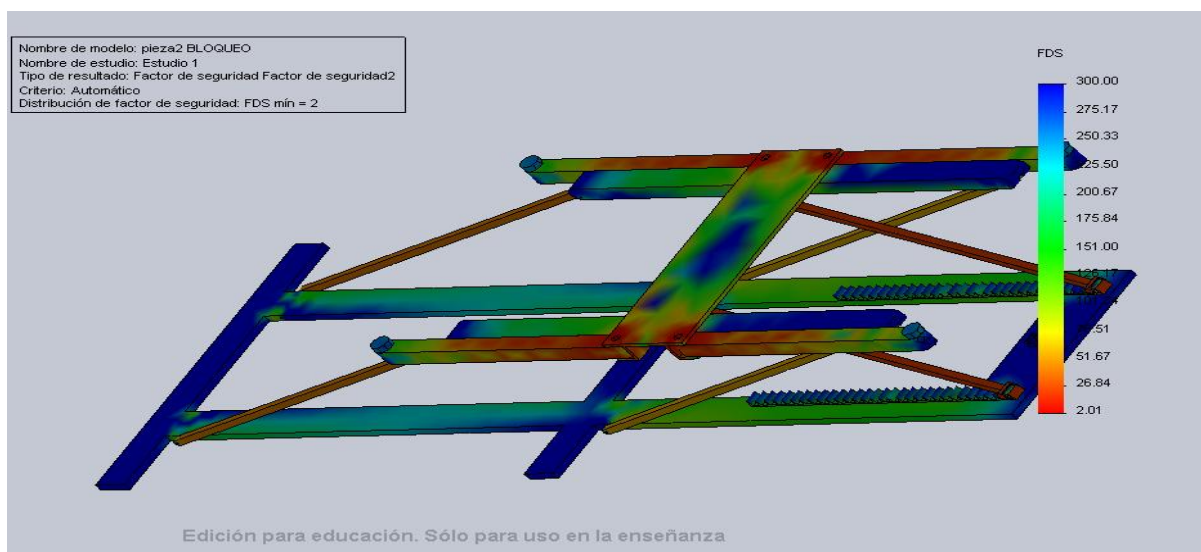
## FACTOR DE SEGURIDAD.

### Ensamblaje.

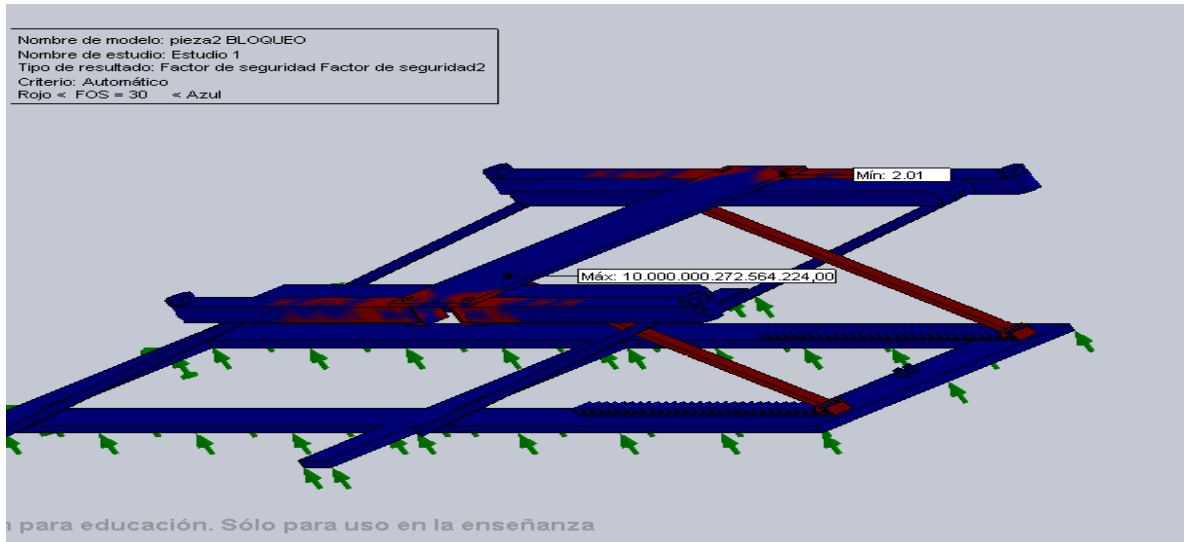
Los valores máximos del coeficiente de seguridad se dan en las partes de las orejetas que actúan como voladizo, albergando tensiones cercanas a cero.



En la siguiente imagen podemos observar cómo se distribuye el FDS con mayor facilidad ya que hemos cambiado el margen de valores entre las distintas tonalidades.

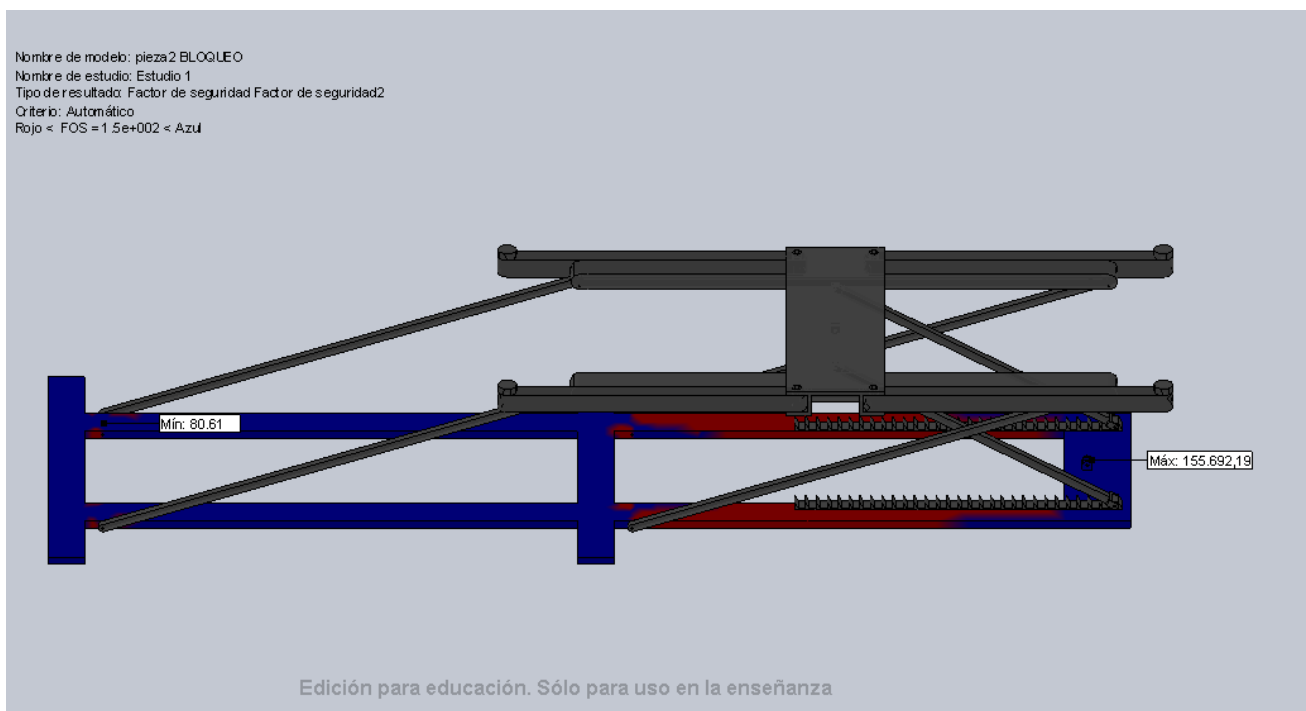


En la imagen inferior se muestra la distribución del FDS por áreas, diferenciando las zonas más cargadas en rojo.



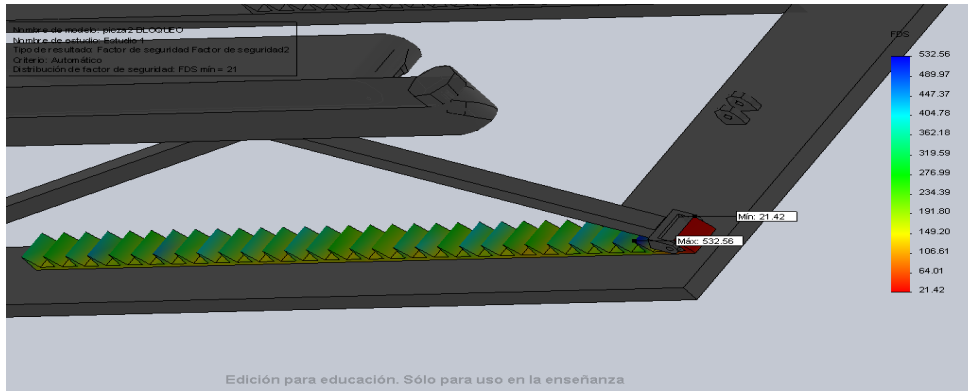
## Pieza 5.

La imagen es muy similar a la distribución del FDS en el modelo sin protección mecánica, las zonas más cargadas de la base vienen marcadas en rojo y al igual que antes se corresponden con los puntos de unión con las piezas nº 4, que le transfieren cargas.



## Pieza 9.

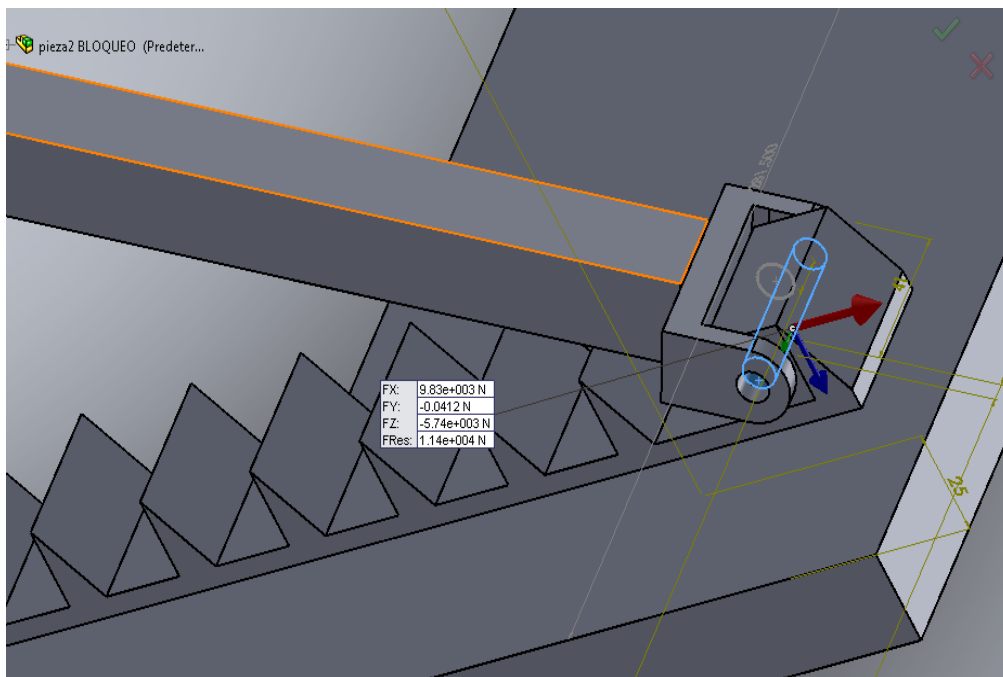
Se puede observar como aumenta el factor de seguridad a medida que nos alejamos del punto de aplicación de la fuerza, por lo tanto las tensiones disminuyen desde el punto de anclaje hacia los demás dientes.



## Fuerza en la barra bloqueadora.

Gracias a la selección de la opción 'fuerzas de cuerpo libre' y 'fuerzas de reacción' del cuadro de dialogo estático, podemos enumerar la fuerza que hace la barra de bloqueo.

En este caso procedemos a comprobar que la fuerza estimada, en el cálculo previo no dista mucho de la real, ya que la que nos da el programa es de  $1,14 \times 10^4$  N y la estimada de 11436,7 N.



### 1.6.2.3. Comprobación de pasadores.

Para realizar la comprobación de los pasadores clicamos con el botón derecho del ratón en la carpeta resultados, que aparece en el estudio estático, en definir trazado de comprobación perno/pasador.

En el cuadro **Comprobación de pasador/perno** se muestra el estado de seguridad de todos los conectores de pasadores y pernos del documento activo.

El programa puede determinar si un perno o un pasador de un ensamblaje puede soportar, cumpliendo con el coeficiente de seguridad determinado, las cargas aplicadas o si generará un error.

Aparecen dos carpetas una con el nombre, necesita atención, y otra con el nombre de aceptar.

**Necesita atención.** En la carpeta se muestran todos los conectores con una relación de seguridad de carga resultante inferior al factor de seguridad definido por el usuario.

Si un conector aparece en la carpeta **Necesita atención**, su capacidad de carga está en peligro. Considere la posibilidad de cambiar el tamaño del conector.



**Aceptar.** En la carpeta se muestran todos los conectores con una relación de seguridad de carga resultante superior al factor de seguridad definido por el usuario. Un conector que aparece en la carpeta **Aceptar**, puede soportar las cargas de forma segura sin errores.



El software calcula el coeficiente de carga combinado que un conector soporta y lo compara con el factor de seguridad definido por el usuario.

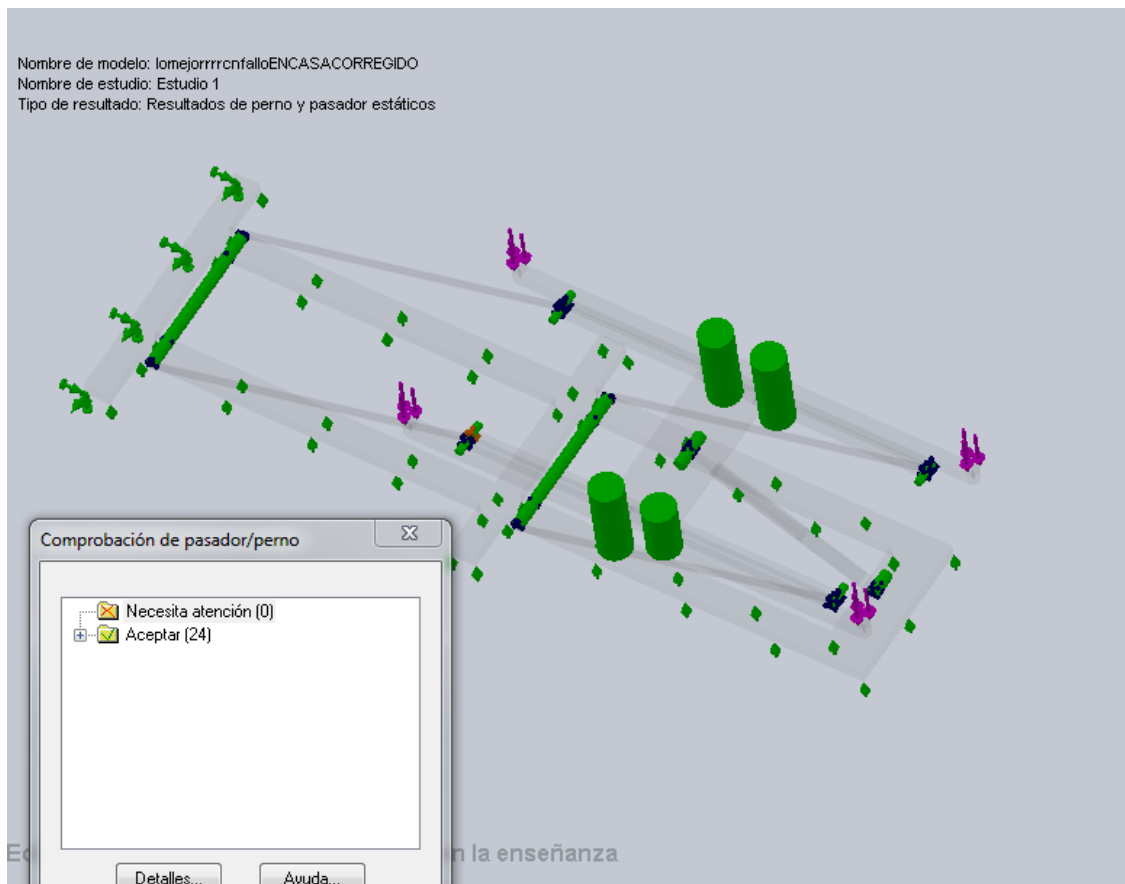
La comprobación correcto/incorrecto para los conectores está disponible para los estudios estáticos lineales y no lineales. Para los estudios no lineales, el software muestra el estado correcto/incorrecto de todos los conectores del pasador y el perno para cada paso de la solución.

En el primer trazado de comprobación perno/pasador observamos que no todos los pasadores aguantan, esto es debido a que el programa calcula los pasadores según los esfuerzos producidos por cortadura, cargas axiales y por la flexión que producen los momentos existentes, mientras que



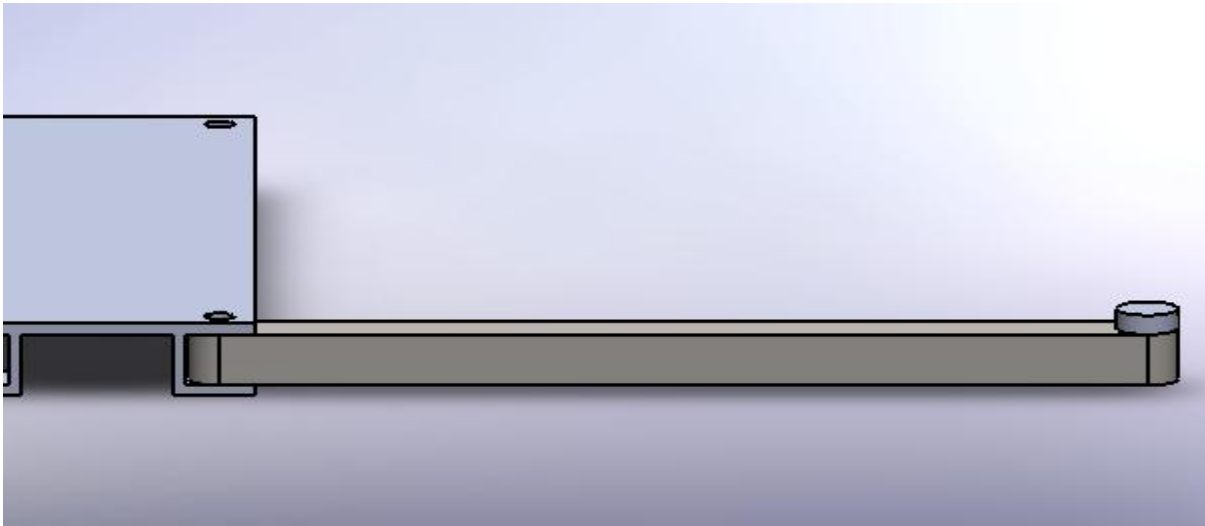
en el cálculo analítico solo calculamos los pasadores por cortadura, además el software calcula teniendo en cuenta deformaciones.

Todas estas diferencias entre el cálculo analítico y el cálculo por ordenador producen la necesidad de aumentar los diámetros a partir de los diámetros predimensionados con el objeto de que todos los pasadores cumplan según el programa.



Una vez cambiados los diámetros de los pasadores, para que cumplan con el factor de seguridad requerido volvemos a definir el trazado de comprobación perno/pasador y nos aparece en pantalla la imagen expuesta arriba, si clicamos en **detalles** aparecen enumeradas las fuerzas de todos los conectores. Las celdas de datos de los conectores que tienen un estado de error están en rojo. Las celdas de datos de los conectores que tienen un estado correcto están en verde. En los estudios no lineales, las fuerzas se enumeran para cada paso de solución.

Tal como se ha comentado en el apartado 1.3.5.1. unión piezas 1-2 ,el pasador que articula estas piezas no es dimensionado, se considera la pieza 1 empotrada en la pieza número 2, siendo la función de este pasador la de permitir el giro de la pieza 1 para un mejor ajuste de los apoyos al chasis del coche. Mediante el programa se llega a la obtención del diámetro necesario del pasador, para que resista los esfuerzos transmitidos por las piezas que une, llegando a un diámetro de 41 mm.



La pieza número nº 2 o pieza principal, tampoco es dimensionada analíticamente, de manera que a priori no sabemos cómo se comporta ni los esfuerzos a los que está sometida. Mediante la opción **detalles** podemos comprobar los esfuerzos y momentos que imprime esta pieza y la nº1 al pasador que las une.

Fuerza de pasador/perno/rodamiento

Nombre de estudio: Estudio 1

Conector: Todos los pasadores

Unidades: SI

Tipo de conector: Pasador

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	3102.1	-2180.2	-0	3791.6	Conector tipo Pasador-13
Fuerza axial (N)	0	0	0	0	Conector tipo Pasador-13
Momento flector (N-m)	-259.86	3947.7	0	3956.2	Conector tipo Pasador-13
Torsor (N-m)	-0	-0	-5.4339e-006	-5.4339e-006	Conector tipo Pasador-13

El software calcula el coeficiente de carga combinado que un conector soporta, teniendo en cuenta fuerzas cortantes y axiales, momentos flectores y torsores.

### 1.6.3. Estudio a pandeo.

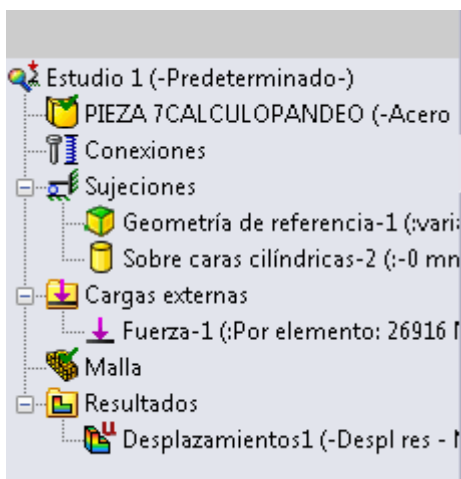
El estudio a pandeo se realiza sobre las piezas nº 7, nº 4 y nº 8 separadas del modelo completo. En cuanto al interact que nos muestra el SolidWorks, el estudio a pandeo es igual que el estudio estático, nos aparecen las mismas carpetas:

- Piezas.
- Conexiones.
- Sujeciones.
- Cargas externas.
- Malla.

Como se realiza el estudio de cada pieza por separado no hay que definir contactos entre componentes ni pasadores, es decir la carpeta conexiones no es necesaria, en cuanto al resto de carpetas se realizan las mismas operaciones definidas anteriormente en el estudio estático.

Un punto importante en el estudio a pandeo es la definición de las sujeciones, puesto que estas representan las condiciones de apoyo, a continuación describiré pieza por pieza las sujeciones y las cargas aplicadas a cada una.

Una vez hayan sido definidas las sujeciones y cargas y el material de las piezas haya sido aplicado tal como se explica en el estudio estático, procedemos a mallar la pieza y ejecutar, en la carpeta resultados nos aparece una nueva carpeta llamada desplazamientos, que nos mostrará los desplazamientos y el factor de carga que viene a ser las veces que se puede aumentar la fuerza sin que llega a producirse el efecto denominado pandeo, es decir el factor de seguridad a pandeo.



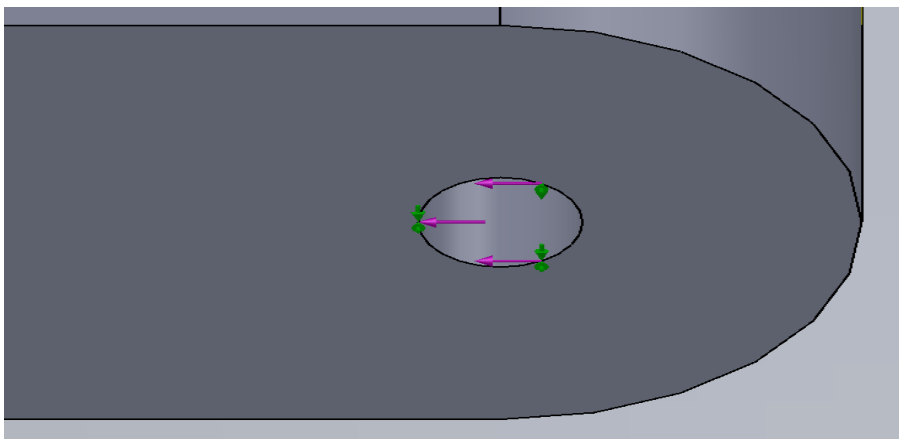
## Pieza nº4.

En el estudio estático nos ha bastado con las sujeciones de tipo estándar, en el estudio a pandeo utilizamos sujeciones de tipo avanzado, utilizamos la opción geometría de referencia para poder restringir el desplazamiento en las direcciones necesarias.

Definimos dos sujeciones una para cada extremo de la pieza. La fuerza es aplicada en un extremo en una dirección seleccionada tal, como muestra el PropertyManager. Para dirigir la fuerza en una dirección determinada seleccionamos una arista de la pieza.

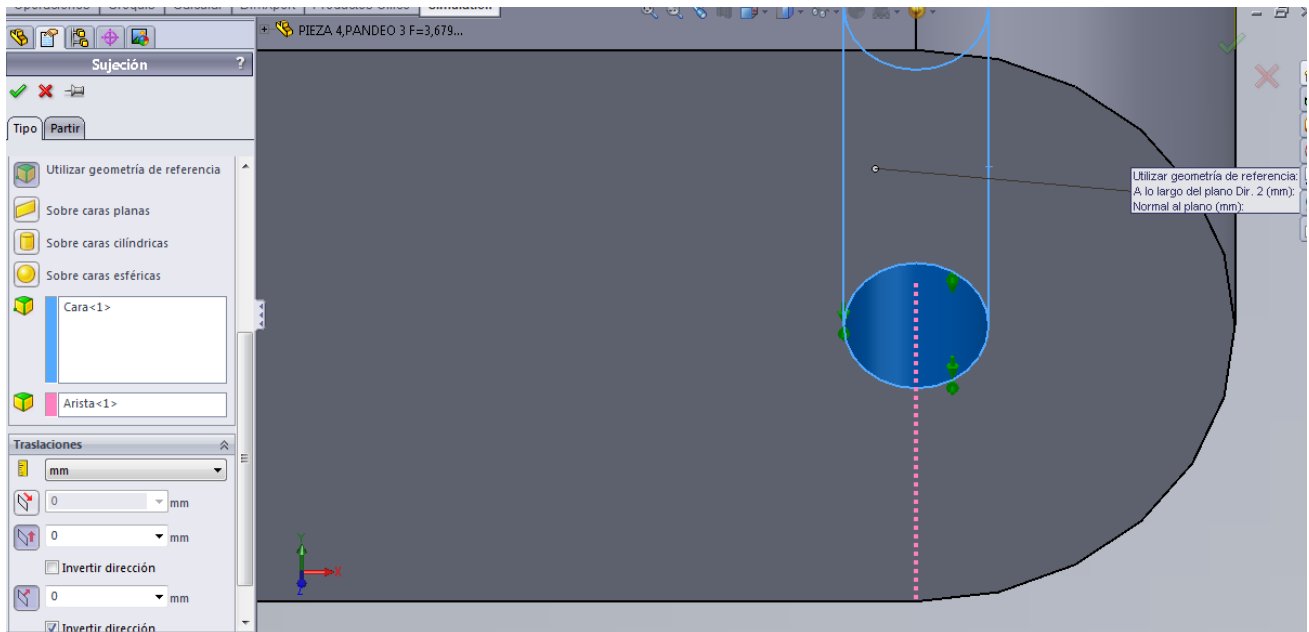


En el extremo donde se define la fuerza aplicaremos una sujeción que restrinja el movimiento en todas las direcciones salvo en la dirección que lleva la fuerza tal como se indica en la imagen inferior. Si restringimos el movimiento en la dirección de la fuerza el programa nos dará un error diciendo que no hay cargas aplicadas puesto que las restricciones las anula.

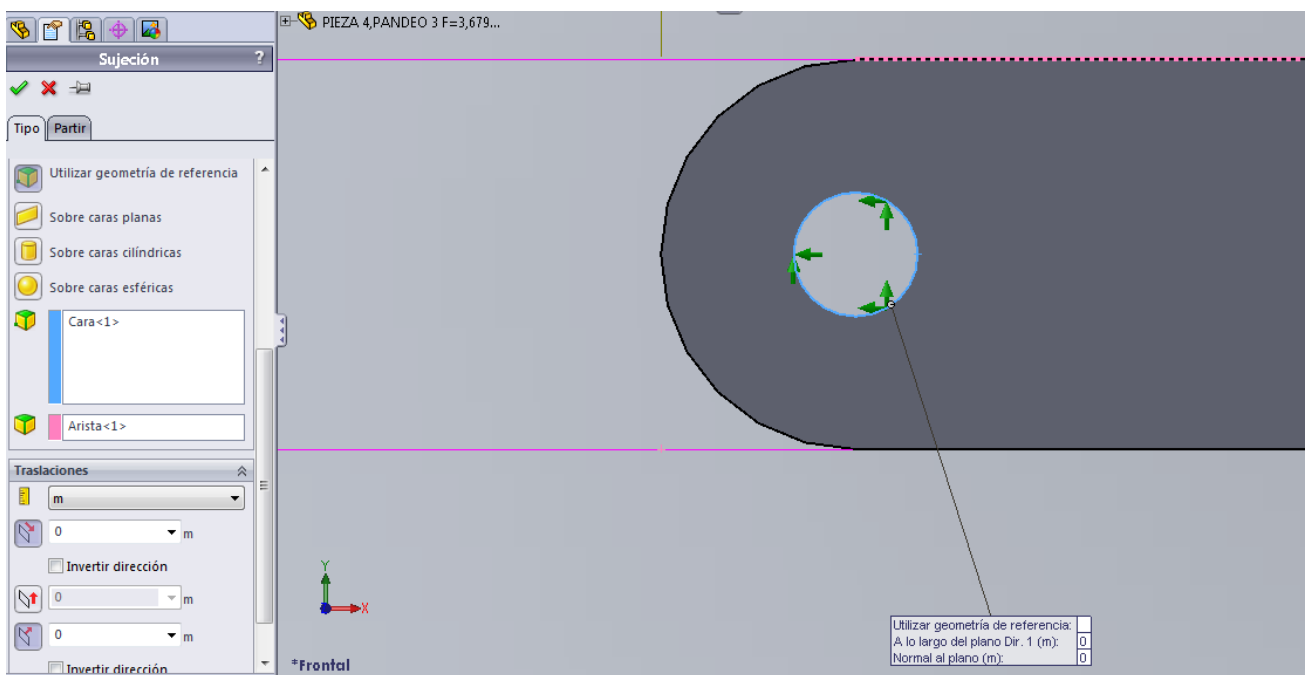


## Diseño, cálculo y modelado de un elevador transportable

En la imagen inferior se muestra seleccionada la cara donde irá el bulón y la arista seleccionada sobre las que se orientan las translaciones, en translaciones seleccionamos en que ejes imponemos la restricción de movimiento en este caso 'z' e 'y'.



En el otro extremo volvemos a realizar una sujeción tipo geometría de referencia pero en este caso en vez de restringir el movimiento en 'z' lo hacemos en la dirección en que ha sido aplicada la fuerza (en el eje 'x') y en 'y', en este caso no se produce el error porque al estar la fuerza situada al otro extremo esta se aplica a lo largo de toda la columna hasta llegar a esta sujeción de manera que no anula las cargas definidas.

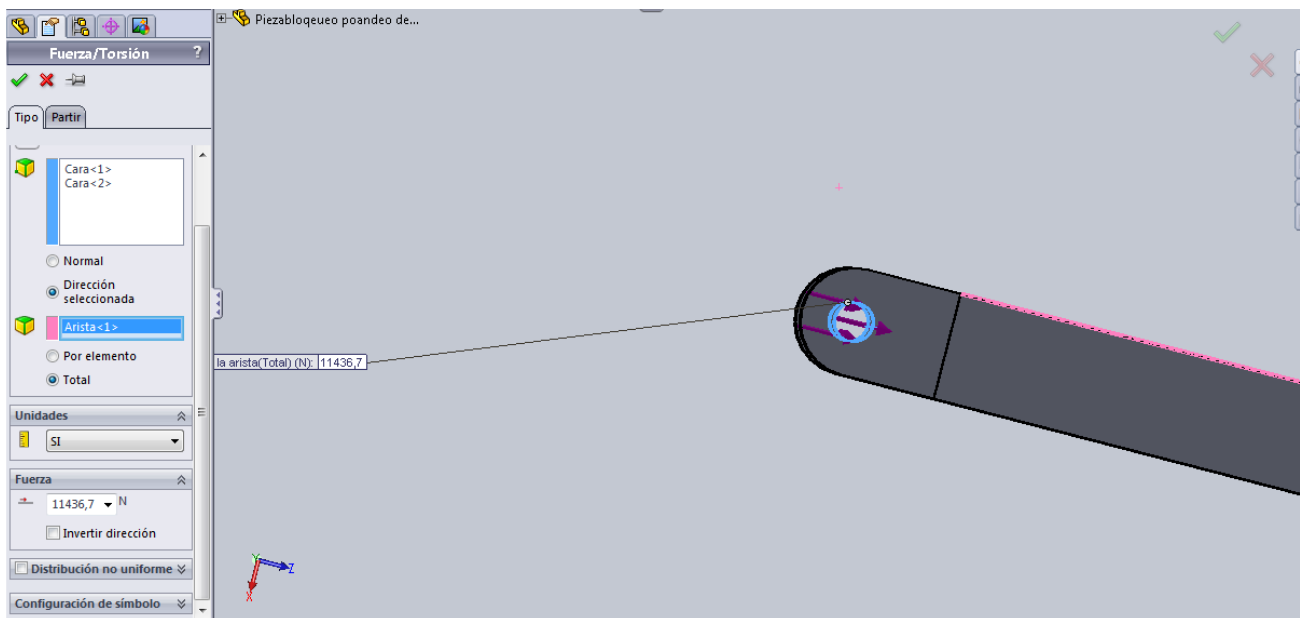


### Pieza nº8.

La pieza nº8 se calcula exactamente igual que la pieza anterior, las restricciones y la aplicación de la fuerza coinciden en ambos casos, en la imagen inferior se muestra la pieza de manera global, con las restricciones y las fuerzas aplicadas.

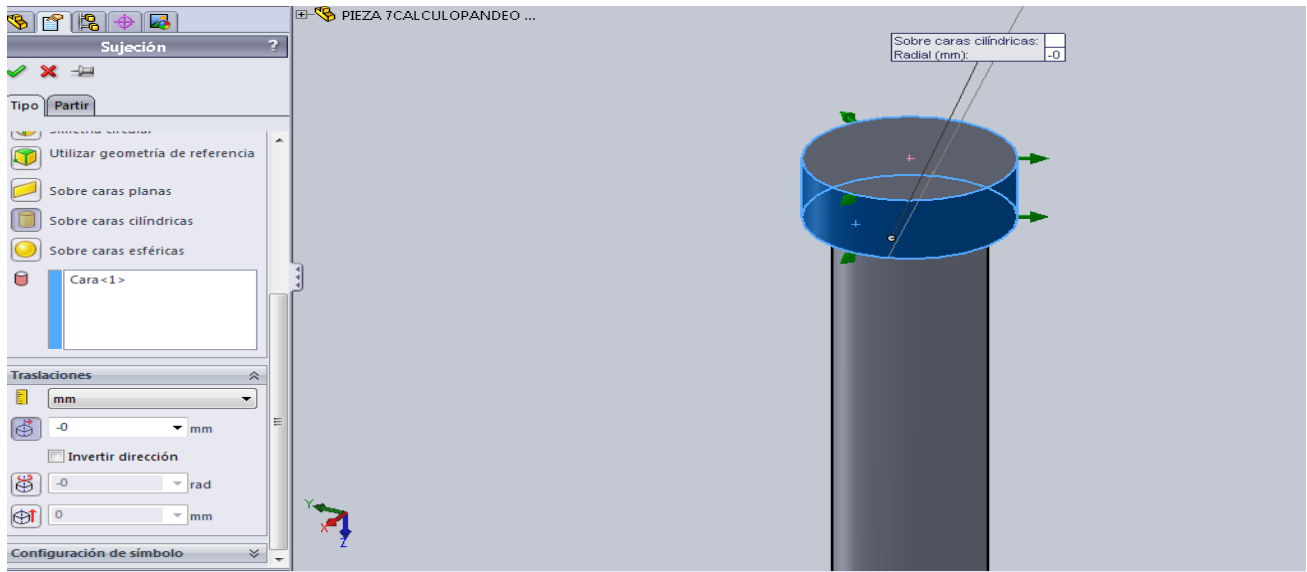


La única diferencia con la definición de la pieza anterior es la aplicación de la fuerza, en este caso la fuerza se aplica sobre dos caras cilíndricas en las que va apoyado el pasador y hay que seleccionar la opción 'total' para que el valor determinado de la fuerza se reparta entre las dos caras.

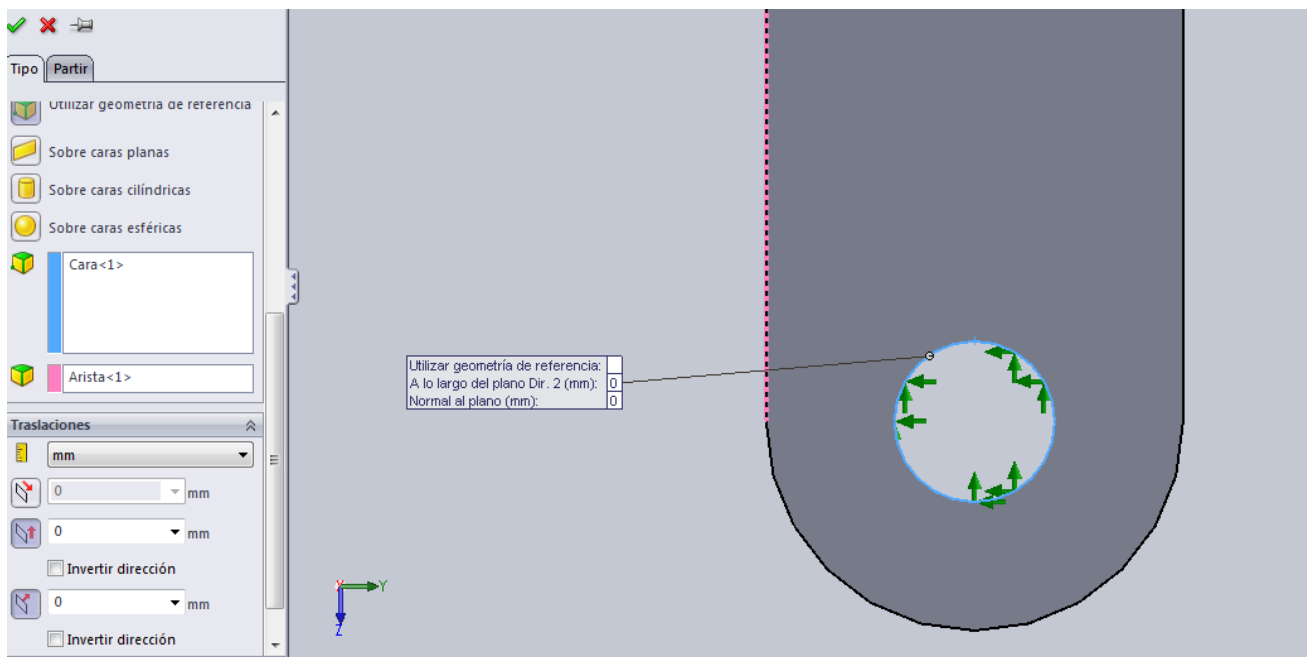


## Pieza nº 7.

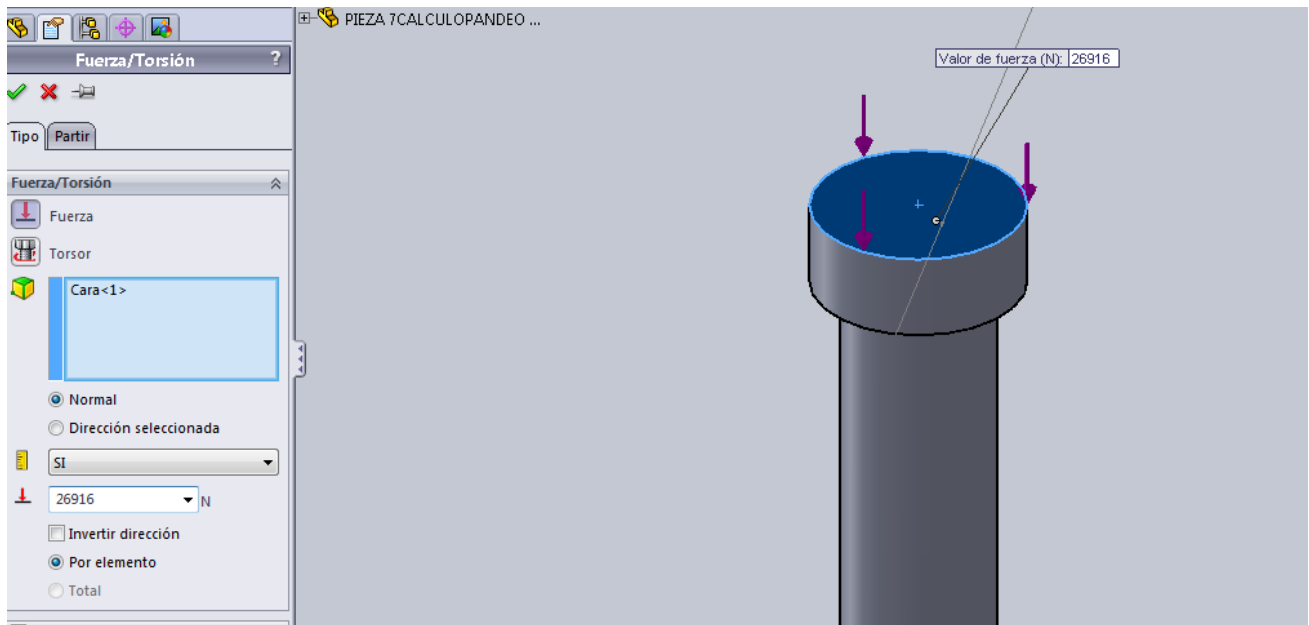
A diferencia de las otras piezas simuladas a pandeo, el vástago no está unido por los dos extremos a un pasador, puesto que en uno de los extremos esta el pistón, el tipo de fijación a simular es apoyado pero no rígidamente guiado, para simular esta condición de apoyo seleccionamos en sujeciones avanzadas 'sobre caras cilíndricas' y seleccionamos la cara del pistón que está en contacto con el cilindro, la translación que se impide es la normal a esta cara.



La sujeción definida en el extremo que va unido mediante pasador se define igual que en la anteriores piezas, restringiendo el movimiento en los ejes 'z' e 'y'.



Por último tendríamos que definir la fuerza aplicada en el pistón, en este caso no es necesario definir una arista para dirigir la dirección de la fuerza, seleccionamos 'normal' y la cara del pistón y la fuerza se aplica en dirección normal a esta cara.

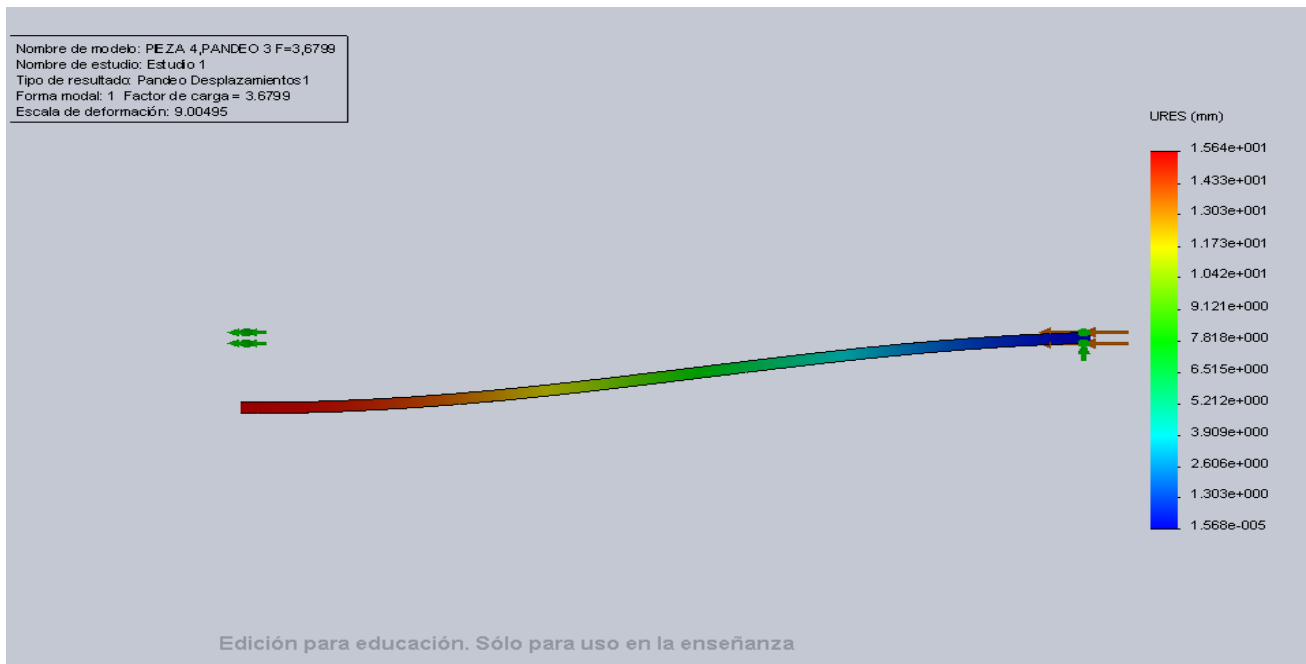




## 1.6.4. Análisis y conclusiones del estudio a pandeo.

En este apartado se muestran los resultados de los cálculos a pandeo y se explican las diferencias entre los resultados obtenidos analíticamente y los resultados que nos proporciona el SolidWorks.

### Pieza 4.



En el cálculo analítico dimensionamos la pieza nº 4 a pandeo, con un  $C_s = 4$ , tal como se puede ver en la imagen superior el programa ha calculado un factor de carga algo inferior, la distancia entre apoyos, la inercia de la pieza y la fuerza que resiste no cambian del cálculo analítico al cálculo mediante software, luego si hay algo que cambia de un cálculo a otro, es la  $\beta$ , por lo tanto procederemos a calcular cuál es la  $\beta$  que define el programa.

Despejamos la longitud efectiva de la formula de la fuerza crítica de Euler:

$$F_{\text{Crítica}} = I \times \pi^2 \times E / Le^2;$$

$$Le^2 = I \times \pi^2 \times E / F_{\text{real}} \times C_s;$$

$$F_{\text{real}} = 4853 \text{ N};$$

$$I = 1/12 \times L^4 = 19521,3 \text{ mm}^4;$$

$$C_s (\text{software}) = 3,6799;$$

Si sustituimos valores en la siguiente fórmula obtenemos la longitud efectiva calculada por el programa.

$$Le^2 = I \times \pi^2 \times E / F_{real} \times C_s;$$

$$Le = 1504,4 \text{ mm};$$

La longitud de la pieza es de 1386 mm por lo tanto:

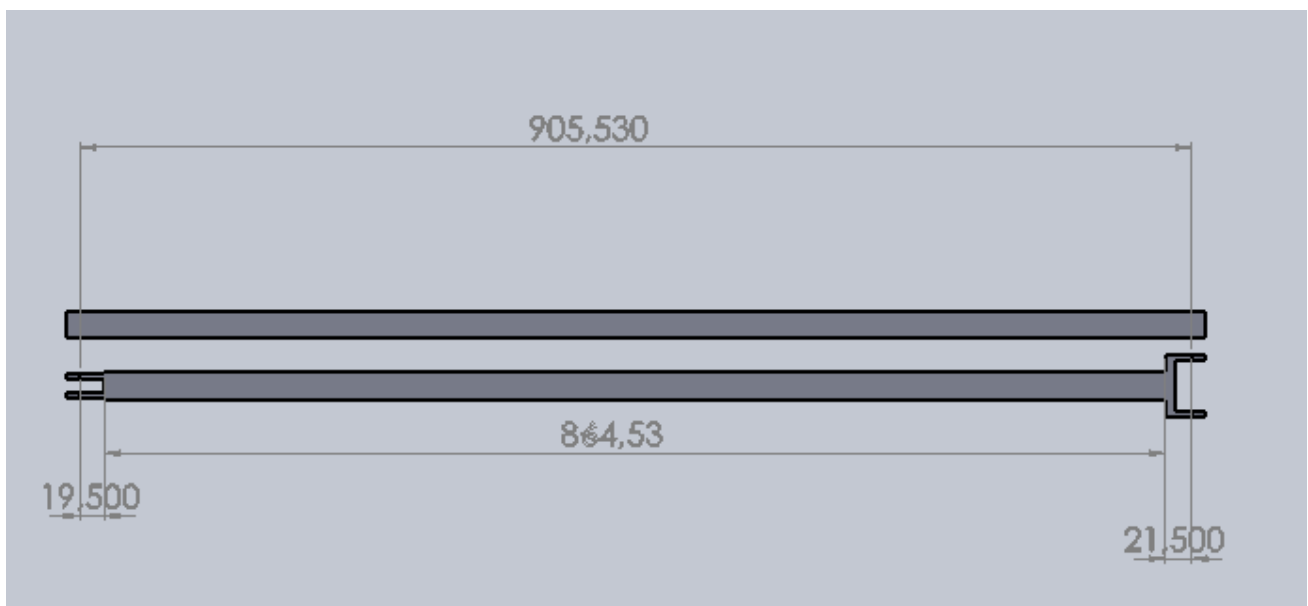
$$1504,4 = \beta \times 1386;$$

$$\beta (\text{Software}) = 1,08;$$

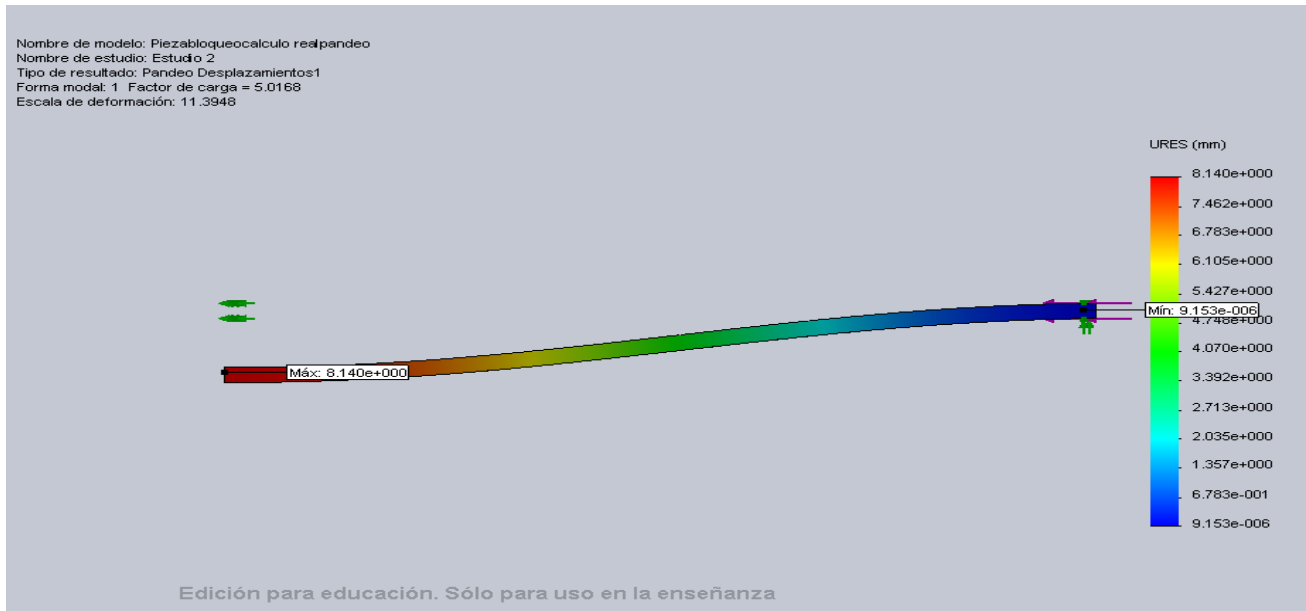
La  $\beta$  elegida en el cálculo analítico era de 1 mientras que la del software es de 1,08, a este factor se debe la diferencia entre los factores de seguridad calculado mediante los métodos disponibles. La simulación se puede considerar correcta puesto que la diferencia de valor de las  $\beta$  es ínfima.

### Pieza 8 o Barra de bloqueo.

En la imagen inferior podemos ver en primer lugar, la geometría de la pieza que se considera a la hora de dimensionar a pandeo analíticamente y en segundo lugar debajo de ella, la pieza real que se utiliza en el modelo, con las orejas de los extremos dimensionadas en función de los elementos a los que se unen.



## Barra supuesta en el cálculo analítico.



Procedemos al cálculo de la  $\beta$  que utiliza el programa, al igual que en la pieza anterior, con el fin de explicar la diferencia entre el factor de carga supuesto en el cálculo analítico ( $C_s=4$ ) y el obtenido a ordenador ( $C_s=5,01$ ).

$$Le^2 = I \times \pi^2 \times E / F_{real} \times C_s;$$

$$F_{real} = 11436,74 \text{ N};$$

$$I = 1/12 \times L^4 = 19521,3 \text{ mm}^4;$$

$$C_s (\text{software}) = 5,01;$$

Si sustituimos valores en la siguiente fórmula obtenemos la longitud efectiva calculada por el programa.

$$Le^2 = I \times \pi^2 \times E / F_{real} \times C_s;$$

$$Le = 839,89 \text{ mm};$$

La longitud de la pieza es de 905,53 mm por lo tanto:

$$839,89 = \beta \times 905,53;$$

$$\beta (\text{Software}) = 0,92;$$

La  $\beta$  elegida en el cálculo analítico era de 1 mientras que la del software es de 0,92, a este factor se debe la diferencia entre los factores de seguridad calculado mediante los métodos disponibles.

## Barra utilizada en el modelo real.

El factor de carga cambia, respecto al obtenido en la otra simulación de la pieza nº8, si antes conseguíamos un  $C_s=5,01$ , en este modelo que se ajusta más al real por tener los extremos dimensionados para su unión a las diferentes piezas, obtenemos un factor de seguridad de 3,1.

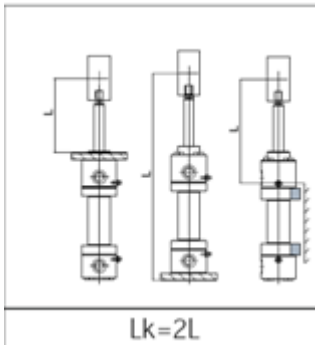
Los cambios que se producen de una simulación a otra son debido al cambio en la geometría en los extremos, puesto que las condiciones de apoyo, la sección, la longitud entre apoyos y la fuerza aplicada son las mismas.



## Vástago o pieza 7.

En el cálculo analítico el diámetro del vástago, es seleccionado en una tabla en función de la fuerza que soporta y la longitud efectiva.

La longitud efectiva a pandeo se obtiene en función de la longitud inicial y las condiciones de apoyo ( $\beta$ ).



Las condiciones de apoyo simuladas con el software corresponden con la imagen superior, apoyado pero no rígidamente guiado.

En las piezas anteriores hemos podido observar claramente las pequeñas diferencias entre el cálculo analítico y el realizado mediante el programa, observando la diferencia entre ambos factores de carga, se ha explicado que estas diferencias se deben al factor  $\beta$ . En el caso concreto del vástago no podemos comparar el factor de carga obtenido mediante SolidWorks con el supuesto a la hora de elegir el diámetro, puesto que este se ha obtenido de una tabla, pero podemos obtener el  $\beta$  usado por el software y compararlo con el teórico ( $\beta=2$ ) con el fin de comprobar que se han impuesto correctamente las sujeciones y el factor de carga obtenido es válido.

$$Le^2 = I \times \pi^2 \times E / F_{real} \times C_s;$$

$$F_{real} = 22290 \text{ N};$$

$$L = 429 \text{ mm};$$

$$I = (\pi / 64) \times d^4 = 82406,16 \text{ mm}^4 ;$$

$$C_s (\text{software}) = 10.958;$$

Si sustituimos valores en la siguiente fórmula obtenemos la longitud efectiva calculada por el programa.

$$Le^2 = I \times \pi^2 \times E / F_{real} \times C_s;$$

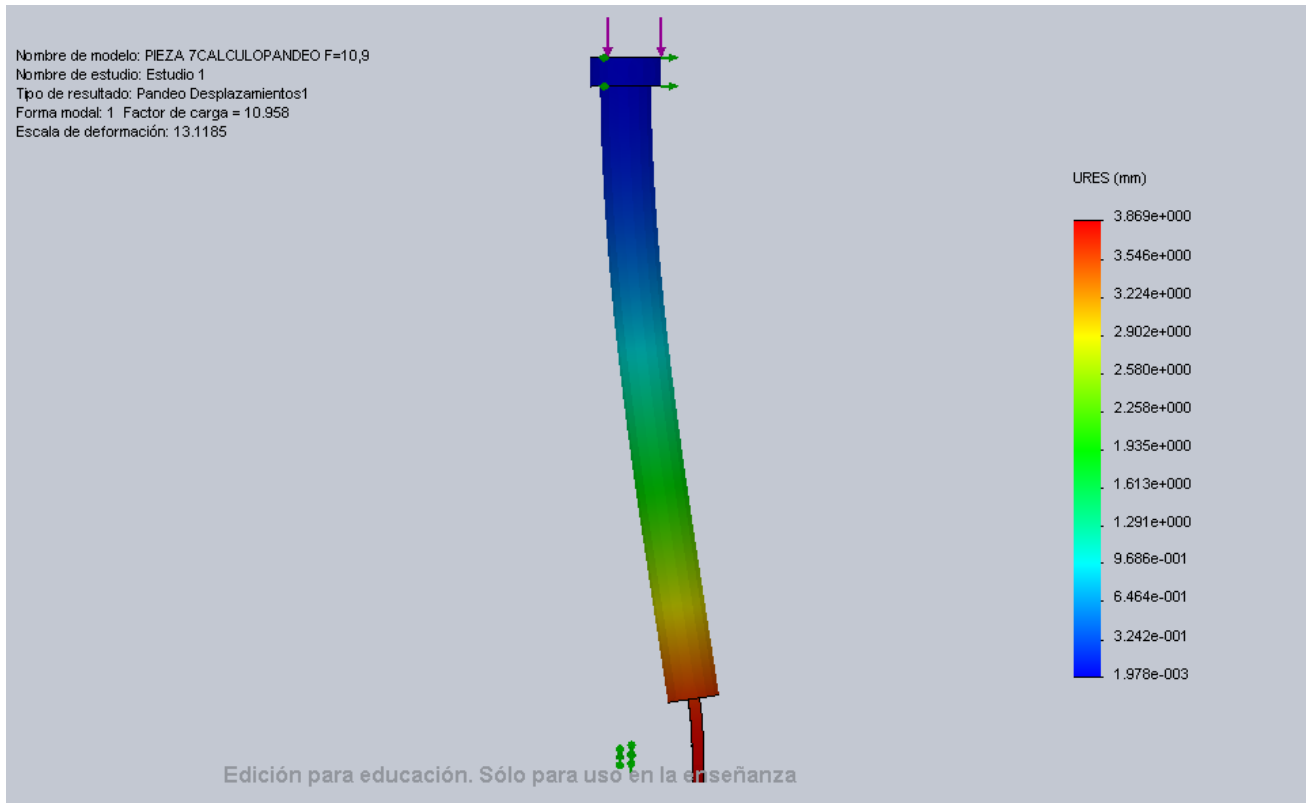
$$Le = 835,79 \text{ mm};$$

La longitud de la pieza es de 429 mm por lo tanto:

$$835,79 = \beta \times 429;$$

$\beta$  (Software)=1,95;

$\beta$  (Teórico)=2;



## 1.7. Mejoras.

Con objeto de reducir el coeficiente de seguridad de algunas piezas y acercarnos a las hipótesis de partida, hemos realizado algunos cambios en el modelo, sin sistema de bloqueo. Basándonos en los trazados del factor de seguridad y en sus múltiples opciones de visualización de resultados, hemos realizado cortes en las zonas con mayor FDS, para optimizar el material empleado en las piezas lo

máximo posible. Las piezas susceptibles de fallar a pandeo no son modificadas, pues cumplen con las especificaciones del cálculo analítico.

Las piezas que han sufrido cambios son la número 1, 2, 3 y 5:

**Pieza 1:** Se reduce el material en el extremo del voladizo, por ser la zona menos cargada.

**Pieza 2:** Se aumenta el espesor de la pieza nº2 alrededor de los agujeros que albergan los pasadores con objeto de aumentar el coeficiente de seguridad y se han realizado cortes en forma de semicírculos entre los puntos de unión con las piezas nº1.

**Pieza 3:** En la pieza 3, he reducido el perfil recortando la parte exterior de este, para no modificar las dimensiones de la pieza 4, que debe plegarse dentro.

**Pieza 5:** Hemos eliminado dos travesaños, para poder comprobar que no trabajan en la posición de estudio, además de quitar los travesaños he realizado un vaciado de la pieza, respetando únicamente las zonas cercanas a los puntos de unión.

### DISMINUCIÓN DE PESO:

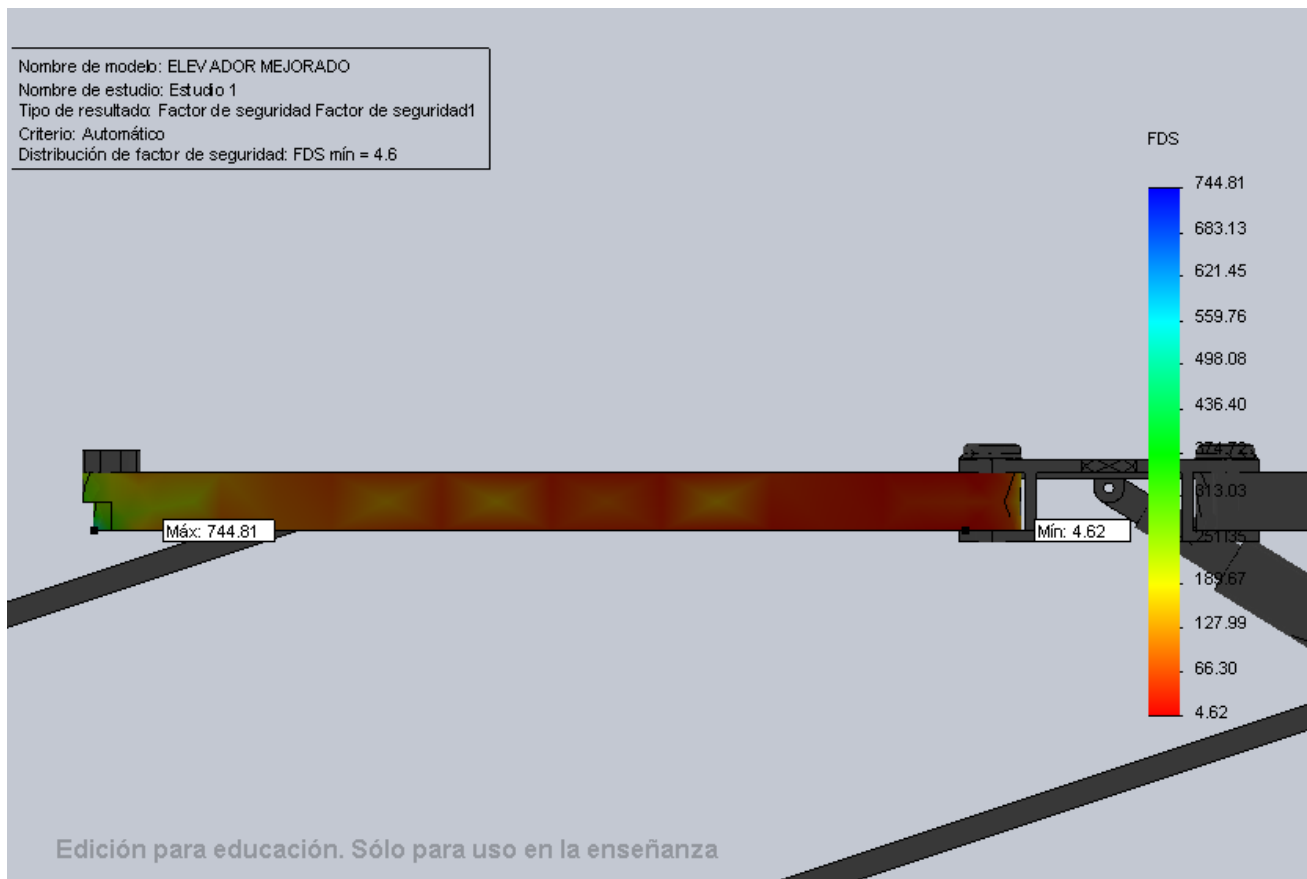
Tal como se ha comentado el objetivo del apartado mejoras era reducir factores de seguridad y así optimizar el material del modelo, los FDS tal como se muestra en las siguientes imágenes se ha conseguido reducir notablemente, consiguiendo una reducción de volumen de  $17265346,3 \text{ mm}^3$ , lo que significa pasar de 107,4 Kg que tiene el modelo sin mejoras a un peso con el modelo mejorado de 89,7 Kg.

El tema del peso del elevador es importante puesto que una de las ventajas de este tipo de elevador es su facilidad para ser trasladado, cumpliendo con este objetivo si el modelo se construyera, sería beneficioso dotarlo de ruedas para su transporte. Otro aspecto a tener en cuenta es que, cuanto menos material se emplee mas económica es la producción de la máquina.

A continuación se muestra pieza por pieza los cambios realizados en cada una de ellas y lo que suponen estas mejoras. Por último se muestran desplazamientos, tensiones y factores de seguridad del ensamblaje completo con objeto de ver como mejora con respecto al ensamblaje inicial.

PIEZAS:

**Pieza 1:**

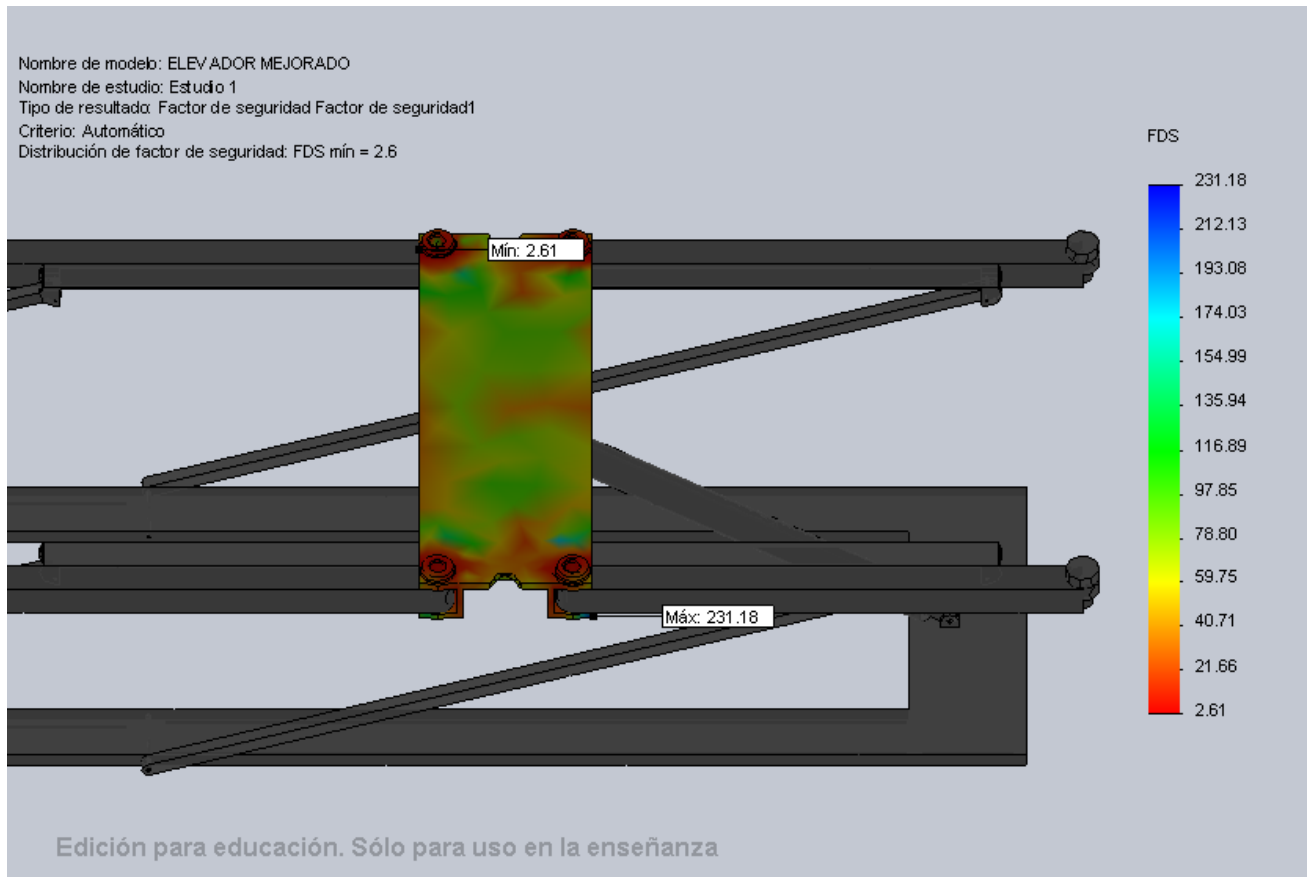


Se ha realizado un corte en el extremo del voladizo por ser la zona que menos tensiones tiene, aunque se podría realizar más cortes partiendo del voladizo hacia el extremo empotrado.

El FDS calculado en el predimensionamiento ( $C_s=4$ ) y el obtenido mediante el software no varían demasiado. El mínimo factor de seguridad se da en la zona supuestamente empotrada porque es donde mayor momento hay.



## Pieza 2:

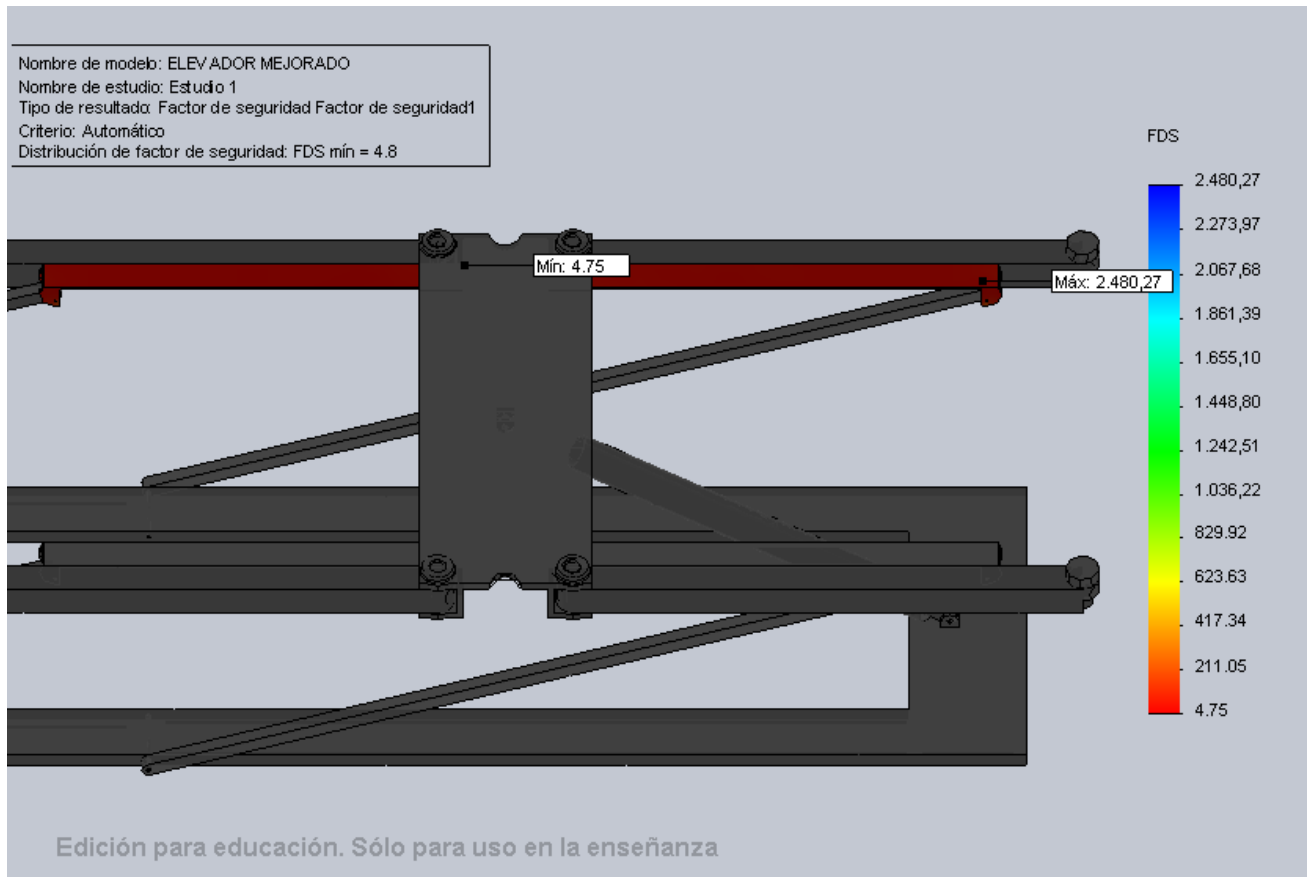


La pieza dos sufre las máximas tensiones en los agujeros de unión con la pieza nº 1, los agujeros necesarios para los pasadores actúan como concentradores de tensiones, con objeto de reducir estas tensiones producidas por un efecto local, se aumenta el espesor de la pieza nº2 alrededor de estos puntos de unión, pasando de un FDS de 1,51 a 2.61.

Tal como puede verse en la imagen superior las pletinas que cogen las piezas nº1 por debajo, son las partes de la pieza nº2 que menos trabajan albergando el mayor factor de seguridad.

También se han realizado cortes en forma de semicírculos entre los puntos de unión con las piezas nº1, ya que en la distribución del factor de seguridad por áreas estas zonas tenían un alto FDS.

## Pieza 3:



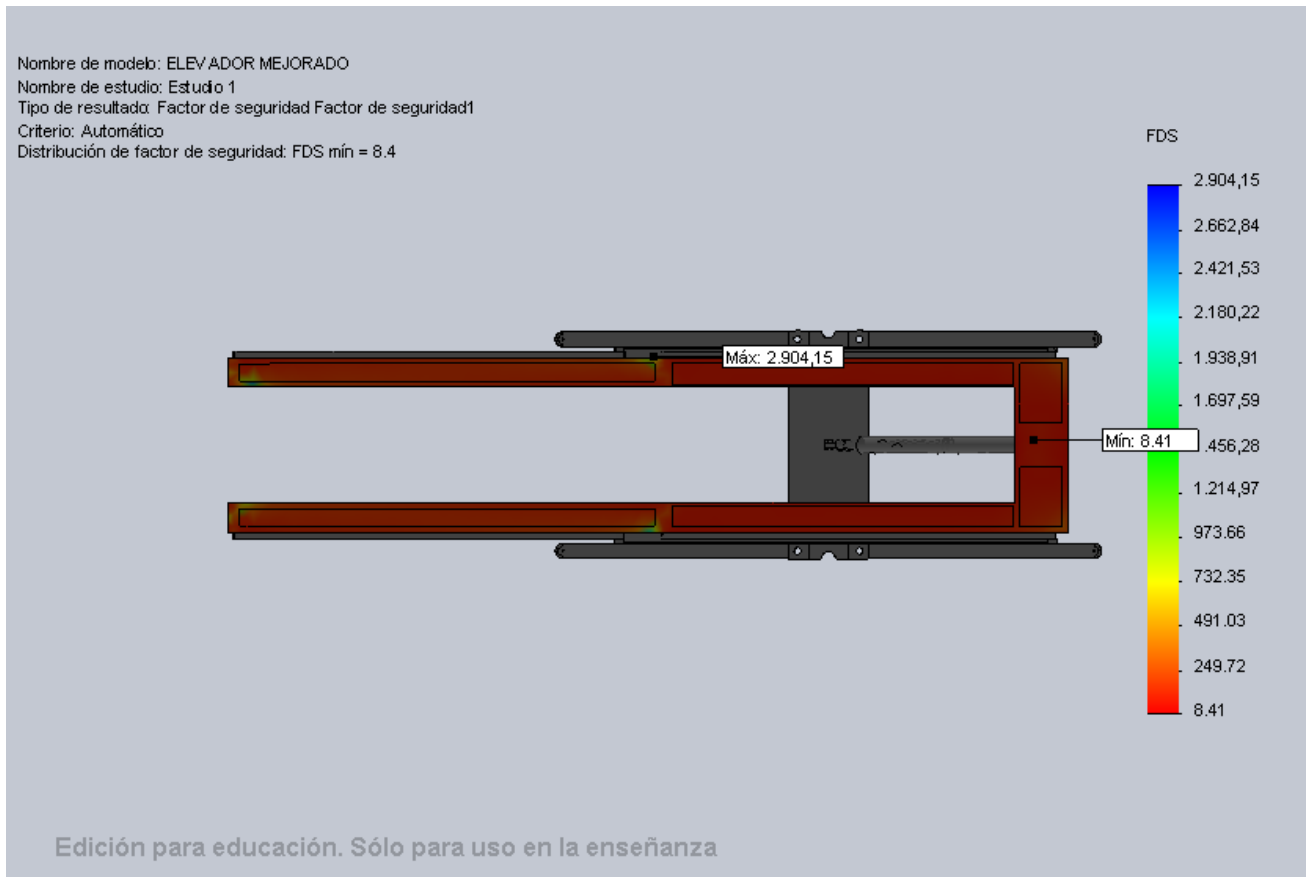
Como ya se ha comentado antes la pieza nº 3 estaba inicialmente sobredimensionada por no conocer cómo trabaja la pieza que le transmite las cargas, por ello procedemos a reducir su perfil optimizando material y reduciendo el FDS.

Como puede verse el FDS de la pieza 3 disminuye de un valor cercano a 22,13 en el modelo sin mejoras, hasta 4,75 quedando el FDS más cercano al calculado en el predimensionamiento.

En la pieza 3, he reducido el perfil recortando la parte exterior de este, para no modificar las dimensiones de la pieza 4, que debe plegarse en su interior.

Puesto que hemos reducido el perfil de la pieza 3 y esta atraviesa la pieza 2, el hueco por donde pasa ha sido reducido modificando las dimensiones de la pieza nº 2.

## Pieza 5:



La pieza 5 nos mostraba valores del FDS muy altos, el máximo nos lo encontrábamos en los travesaños, esto es debido a que en la posición de estudio no trabajan, estas partes solo trabajan cuando las piezas número 1, se adaptan al tipo de coche girando sobre un plano paralelo al suelo, tal como se ha comentado antes.

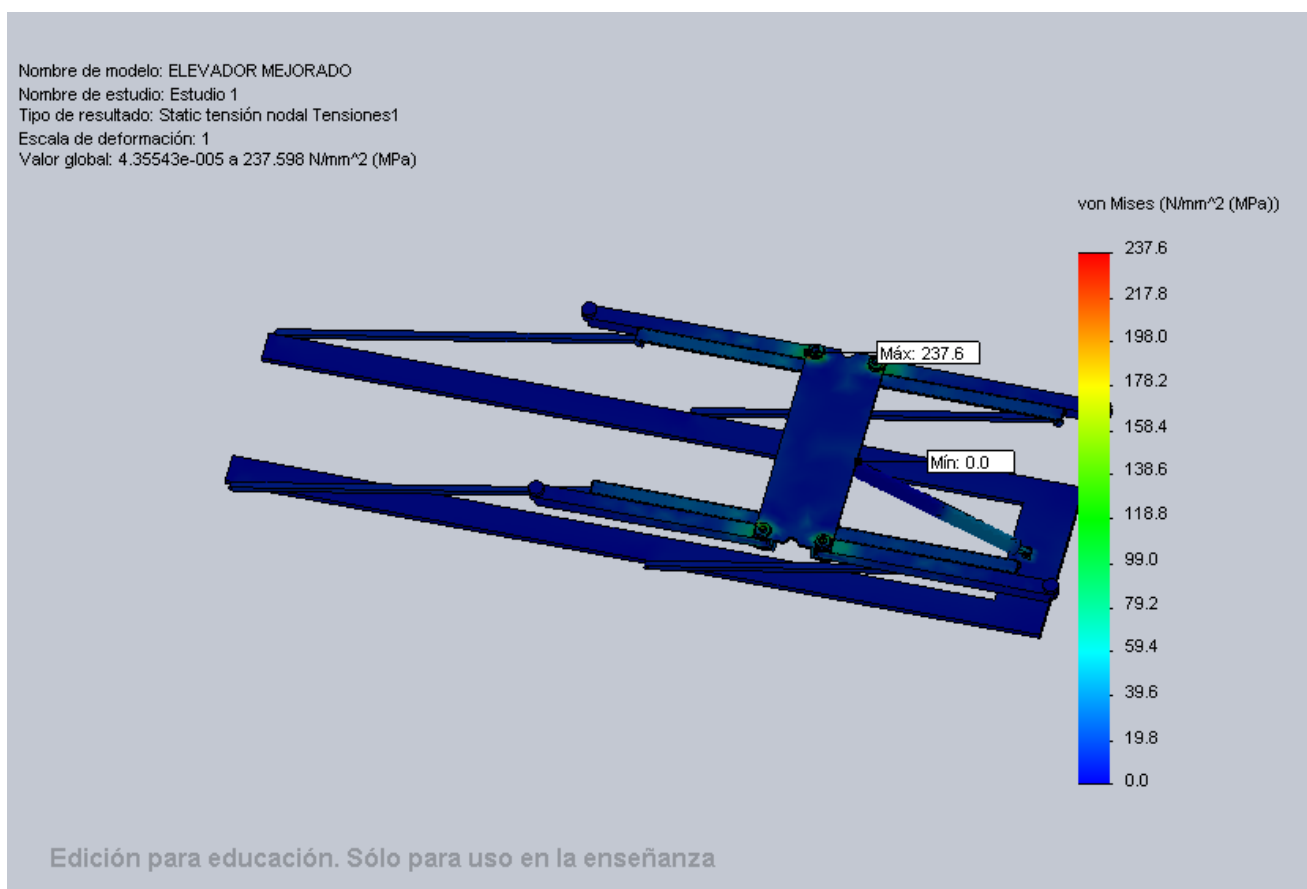
Por lo tanto en el apartado mejoras hemos eliminado estos travesaños para poder comprobar que no trabajan en la posición de estudio, además de quitar los travesaños he realizado un vaciado de la pieza.

El mínimo FDS sigue dándose en la orejeta a la cuál va unida el cilindro y el máximo FDS se da en las zonas cercanas al punto de unión con la pieza nº 4, tal como puede verse estas zonas son muy pequeñas.

## ENSAMBLAJE COMPLETO:

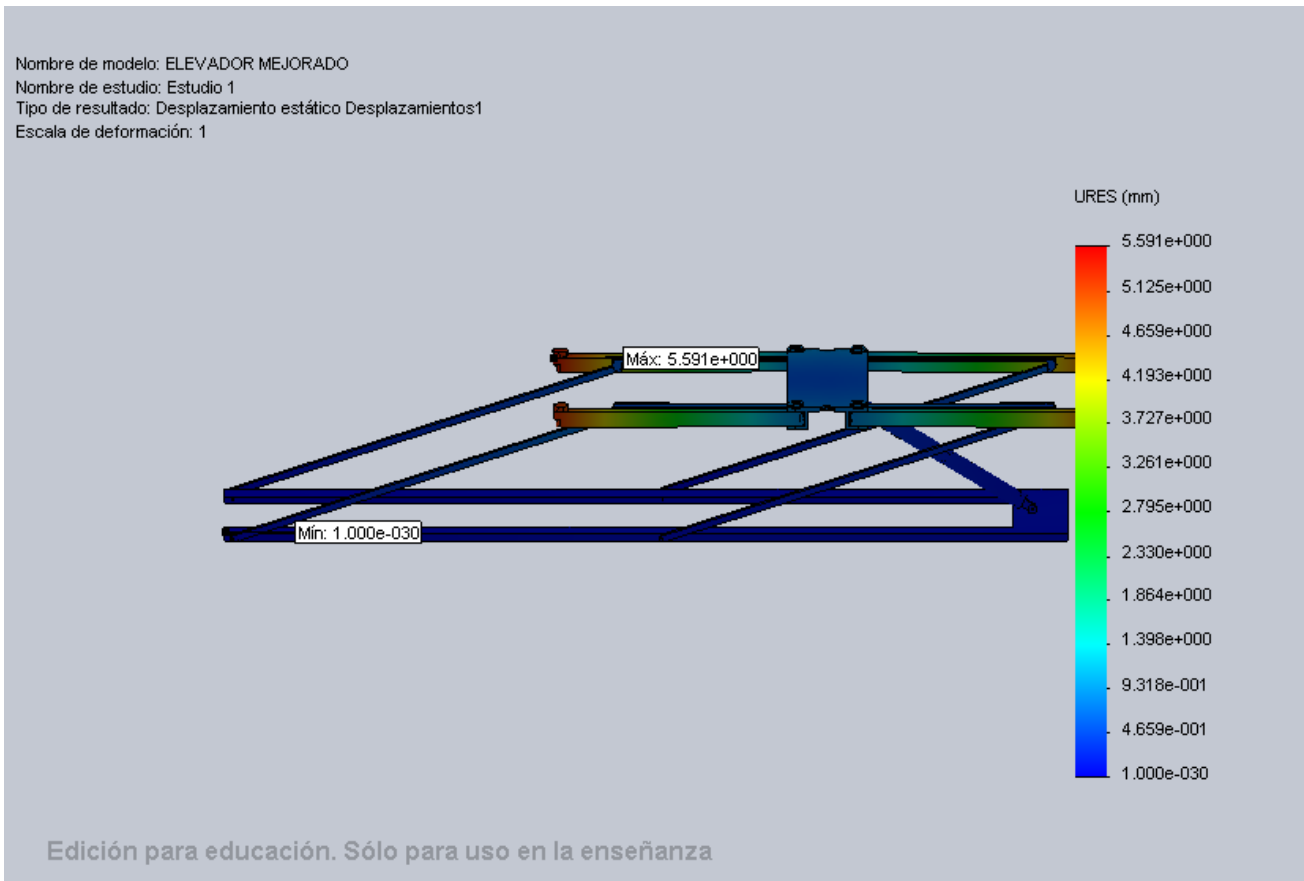
### Tensiones en el ensamblaje:

La máxima tensión, se da en el mismo punto en el que se daba en el modelo sin mejorar, en los puntos de unión de la pieza nº2 con las piezas nº 1, aunque ha disminuido considerablemente como consecuencia del aumento de espesor en las zonas cercanas al punto de unión.



El modelo en general, está con tonalidad azul, pues las tensiones son bajas en la mayor parte del modelo, salvo en las zonas mencionadas donde se produce las máximas tensiones, como consecuencia de efectos locales.

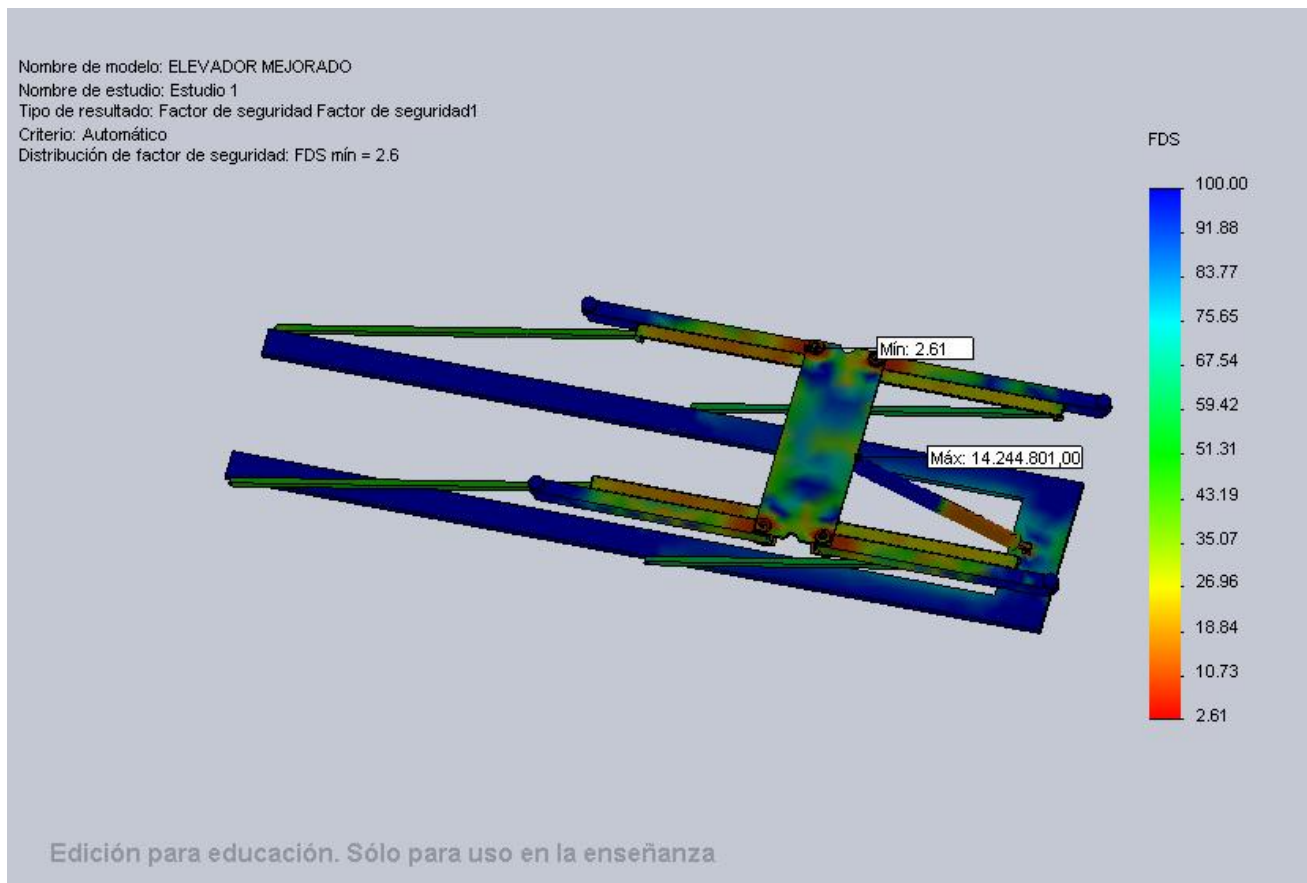
## Desplazamientos:



Los máximos desplazamientos se dan en el voladizo de la pieza nº 1 al igual que ocurría en el modelo sin mejorar. El desplazamiento máximo se reduce de 8,6 mm hasta 5,5 mm como consecuencia del aumento de material proporcionado a la pieza nº 2, el cual se ha descrito anteriormente, pues aumenta la rigidez de esta pieza. Al deformarse menos esta pieza en el punto de empotramiento con la nº 1, el desplazamiento resultante del modelo disminuye unos mm.

## Distribución del factor de seguridad:

A continuación se muestra la distribución del factor de seguridad del modelo mejorado, limitando la gama de colores hasta las zonas con factor de seguridad 100, de esta manera podemos identificar todas las zonas en azul como zonas con FDS igual o superior a 100, pudiendo ser estas excluidas en próximas mejoras.



### 1.8. Conclusión.

A la hora de empezar el proyecto hemos partido de la información encontrada a través de internet, la idea inicial era realizar un proyecto de carácter didáctico en el que se pudiera contemplar los pasos a seguir a la hora de diseñar una máquina. Según el tipo de máquina que elijamos el proceso de desarrollo de esta, será más o menos difícil, atendiendo a su complejidad, es decir al número de piezas que tenga y la tecnología utilizada. Basándonos en que el proyecto es de tipo didáctico hemos procurado elegir una máquina de mecanismo sencillo, dentro del campo de los elevadores de coches, puesto que podemos encontrar multitud de productos ofertados, es un producto indispensable en cada taller de reparación. En el inicio del proyecto se comentan cuales son las prestaciones de nuestro elevador y el porqué de la elección de este tipo de levador, básicamente es un producto novedoso.

Partiendo de la imagen encontrada en Mastertrade, se ha deducido el funcionamiento de este tipo de elevador, exclusivo entre otros por su movimiento de 'balancín'. Una vez contemplado el diseño de la máquina, he establecido a qué altura del suelo empieza a trabajar y cuál es la altura máxima a la que eleva el vehículo. Antes de empezar a dimensionar las piezas que lo componen se ha estudiado cual será la posición más desfavorable, es decir la posición en la que las piezas están sometidas a mayores esfuerzos, atendiendo a la altura a la que se encuentra el vehículo y no al posicionamiento de sus brazos superiores, pues he supuesto que estos no cambian de posición, por simplificar el cálculo. Cuando se ha determinado las fuerzas a las que está sometida cada pieza en la posición desfavorable he procedido al dimensionamiento analítico de estas, basándonos en los criterios de resistencia de materiales. Los estudios realizados son de carácter estático y de pandeo en determinadas piezas, no se han realizado estudios dinámicos o de fatiga ni se ha entrado en los elementos que suministran la energía.

Una vez hemos realizado un estudio analítico de la máquina estableciendo las suposiciones de cálculo pertinentes, pasamos a modelar mediante SolidWorks los elementos que componen la máquina a partir de las medidas obtenidas en el predimensionamiento.

Con las piezas creadas, procedemos a ensamblarlas según el diseño establecido, con objeto de realizar la simulación del trabajo que realiza la máquina, mediante software. Primeramente realizamos una simulación de movimiento para corroborar la determinación de la posición más desfavorable y procedemos a realizar un estudio estático del ensamblaje y estudios a pandeo de las piezas susceptibles de tener ese tipo de 'falla'.

Las piezas han sido creadas a partir de los cálculos analíticos y estos están basados en las suposiciones iniciales. En algunos casos estas suposiciones quedan algo alejadas de la realidad que simula el programa, es por esto que hay variaciones entre los resultados obtenidos analíticamente y los obtenidos mediante software, estas diferencias son objeto de análisis en el proyecto.

Una vez analizadas las diferencias anteriormente comentadas, se ha procedido a realizar mejoras en las piezas, con el fin de acercarnos a los resultados obtenidos inicialmente con los estudios

analíticos, son mejoras basadas en la reducción o aumento de material, es decir mejoras de las prestaciones mecánicas.

Todo el proceso llevado a cabo a lo largo del proyecto, nos da lugar a pensar que en el proceso de creación de una máquina no basta con los cálculos realizados sobre el papel si no que hay que complementarlos con estudios de simulación basados en la utilización de un software y aún así no bastaría si quisiéramos lanzar al mercado nuestro producto, el software ayuda a reducir el tiempo de salida al mercado del productos, aunque sin llegar a eliminar las pruebas de campo por completo. Hay que complementar la información obtenida junto con datos experimentales y con la experiencia práctica. Las pruebas de campo son de obligado cumplimiento para validar el diseño definitivo.





